

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

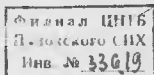
И.С.Савицкий и С.М.Борисов

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

*Под редакцией чл.-корр. АН СССР
А. В. ЩЕГЛЯЕВА*

*Допущено Главным управлением
политехнических и машиностроительных вузов
Министерства высшего образования СССР
в качестве учебного пособия
для энергетических вузов и факультетов.*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1955 ЛЕНИНГРАД

ЭТ-5-2

В книге изложены вопросы переменного режима работы паровой турбины и отдельных элементов проточной части. Рассматривается изменение основных характеристик ступени и турбины при отклонении ее режима от расчетного, в том числе при изменении параметров пара, величины отборов, числа оборотов и т. п.

Разбирается также работа турбины без отдельных элементов проточной части.

Ряд разделов представляет интерес при рассмотрении переменного режима газовых турбин.

Книга предназначена для студентов старших курсов теплотехнических и энергомашиностроительных специальностей высших учебных заведений и аспирантов, а также для инженерно-технических работников, занятых проектированием и эксплуатацией паровых турбин.

Авторы

Георгий Семенович Самойлович и Борис Михайлович Трояновский

Переменный режим работы паровых турбин

* * *

Редактор М. Е. Дойч

Сдано в набор 3/IX 1954

Бумага 60х92¹/₂

Т-01763

Тираж 4 000 экз.

17,5 л.

Технич. редактор А. М. Фридкин

Подписано к печати 17/II 1955 г.

Уч. изд. л. 18

Цена 7 р. 80 к.

Зак. 1493

Типография Госэнергоиздата Москва, Школьная наб. 10

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вопросы работы паровых турбин в нерасчетных условиях являются наиболее сложными и вместе с тем недостаточно освещенными в литературе. Ясное представление об изменении режима работы турбины и ее элементов, умение достаточно надежно произвести расчеты переменного режима необходимо как при проектировании, так и при эксплуатации турбин.

В литературе освещены некоторые вопросы переменного режима, причем большинство работ в этой области принадлежит советским авторам. Так, отдельным проблемам переменного режима паровых турбин посвящены работы Г. С. Жиряцкого, В. В. Звягинцева, А. С. Зильбермана, И. И. Кириллова, А. И. Приббе, П. Н. Шляхина, Я. И. Шнез, А. В. Щегляева. Большое значение имеют многочисленные испытания паровых турбин, проводимые Всесоюзным теплотехническим институтом им. Ф. Э. Дзержинского, Оргрэн Министерства электростанций и исследовательские работы, выполняемые турбостроительными заводами (ЛМЗ им. И. В. Сталина и др.). В последнее время в Московском энергетическом институте им. В. М. Молотова, ЦКТИ им. И. И. Ползунова и др. организациях ведутся экспериментальные исследования нерасчетного режима сопловых и лопаточных аппаратов и ступеней турбин.

В книге использованы результаты последних экспериментальных работ, в том числе проведенных при участии авторов на кафедре Тепловых двигателей МЭИ, где исследовался процесс в ступени турбины при больших скоростях истечения. Многие вопросы, затронутые в книге, рассматриваются в новой трактовке, причем обращалось внимание на то, чтобы доказательства основывались на понимании физики явлений, были более общими и в то же время достаточно простыми. Это относится к переменному режиму ступени и группы ступеней, расчету турбины при заданных размерах проточной части, влиянию вакуума на мощность турбины при сверхзвуковых скоростях истечения, работе турбины при измененном числе оборотов и т. д.

Некоторые разделы книги представляют интерес и при изучении переменного режима работы газовых турбин.

Кроме изложения точных методов расчета авторы предлагают приближенные способы, особенно важные в практике, когда часто отсутствуют полные данные по турбине. В книге приведены примеры, взятые в ряде случаев из практики эксплуатации и аварий паровых турбин. Они не только иллюстрируют теоретическую часть, но и знакомят читателя с решением практических вопросов.

Переменный режим работы турбин представляет большой интерес для инженеров турбостроительных заводов, исследовательских организаций и электростанций.

Материал в книге изложен последовательно, поэтому она может служить учебным пособием для студентов старших курсов и дипломников теплоэнергетических и энергомашиностроительных специальностей вузов. Предполагается, что читатель знаком с общим курсом паровых турбин. При работе над книгой авторами был использован опыт чтения факультативных курсов для студентов-дипломников МЭИ им. В. М. Молотова.

Авторы приносят благодарность редактору чл.-корр. АН СССР проф. А. В. Щегляеву за большую помощь при написании книги, рецензенту инж. А. К. Киришу и доценту М. Е. Дейчу за ценные замечания, сделанные при редактировании книги.

Авторы

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Глава первая. Переменный режим работы сопел и лопаток	9
1-1. Основные уравнения истечения	9
1-2. Сетка относительных расходов пара	12
1-3. Коэффициенты скорости и коэффициенты расхода	14
1-4. Переменный режим работы расширяющихся сопел	26
1-5. Расширение пара в косом срезе сопел и лопаток	35
Глава вторая. Работа ступени при нерасчетном режиме	41
2-1. Потери, связанные с изменением направления потока при входе на рабочие лопатки	41
2-2. Расчет ступени при заданных начальных параметрах пара	44
2-3. Расчет ступени при заданных конечных параметрах пара	49
2-4. Степень реакции ступени при переменном режиме работы	56
2-5. Изменение коэффициента полезного действия и потерь в ступени	72
2-6. Зависимость между расходом и параметрами пара в ступени	81
2-7. Переменный режим работы регулирующей ступени	84
2-8. Работа последней ступени конденсационной турбины при изменении давления отработавшего пара	93
Глава третья. Переменный режим работы многоступенчатой турбины	97
3-1. Распределение давления и теплоскопления по ступеням турбины при переменном пропуске пара	98
3-2. Нерегулируемые отборы пара. Изменение температуры питательной воды. Отключение регенеративных подогревателей	105
3-3. Поступенчатый расчет турбины при переменном режиме	109
3-4. Коэффициент полезного действия турбины	114
3-5. Вопросы прочности лопаток и диффрагм при переменном пропуске пара	122
Глава четвертая. Работа турбины при измененном числе оборотов	126
Глава пятая. Расчет многоступенчатой турбины при заданных размерах проточной части	132
5-1. Определение расхода пара и мощности турбины	132
5-2. Определение параметров пара перед турбиной и в регулируемом отборе	143
Глава шестая. Изменение осевых усилий в турбине	147
6-1. Осевое усилие в ступени активной турбины	149
6-2. Осевые усилия в многоступенчатой активной турбине	157

34. x — сухость пара, отношение окружной скорости к фиктивной
 35. z — число ступеней, число гребней в уплотнении и т. п.
 36. α — угол, град., относительный расход пара, коэффициент возврата тепла
 37. β — угол, град.
 38. δ — угол отклонения потока пара в косом срезе, град., зазор, мм
 39. ϵ — отношение давлений
 40. θ — угол атаки, град.
 41. ζ — коэффициент потери энергии
 42. η — коэффициент полезного действия
 43. μ — коэффициент расхода
 44. λ — отношение скорости истечения к критической скорости, показатель политропы
 45. p — степень реакции
 46. σ — изгибающие напряжения в лопатках, кг/см²
 47. τ — отношение абсолютных температур
 48. φ — коэффициент скорости для сопел
 49. ψ — коэффициент скорости для лопаток
- Если применяются другие обозначения и размерности, то это особо оговаривается в тексте.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ СОПЕЛ И ЛОПАТОК

Нерасчетный режим работы всей турбины (изменение пропусков пара, изменение параметров пара и т. д.) приводит к переменному режиму работы основных элементов проточной части — сопел и лопаток (сопловой и рабочей решеток). При этом в некоторых ступенях турбины, а значит, в соплах и лопатках, будут меняться параметры пара, скорости истечения, потери и другие характеристики.

Изучение переменного режима работы турбины в целом следует начать с исследования основных закономерностей, которым подчиняются процессы течения в соплах и каналах рабочих лопаток.

1-1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ИСТЕЧЕНИЯ

Изучая движение пара в проточной части турбины, не будем делать различия между соплами (неподвижные решетки) и рабочими лопатками (вращающиеся решетки).

Для этого достаточно рассматривать рабочие лопатки в относительном движении.

Поток пара при входе на рабочие лопатки, а в ряде случаев и в сопла имеет значительную скорость. Для упрощения формул удобно ввести понятие параметров заторможенного потока.

Параметрами заторможенного потока (параметрами торможения) называют параметры пара при полном изэнтропическом торможении потока (до скорости, равной нулю).

Для определения параметров торможения перед соплами можно с достаточной точностью воспользоваться уравнениями идеального газа

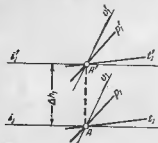
$$\frac{p_0'}{p_0} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{k g p_0 v_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1-1)$$

$$i_0' = i_0 + \Delta i_0 = i_0 + \frac{Ac_0^2}{2g},$$

$$\frac{v_0}{v_0'} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{kg p_0 v_0'}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

$$\frac{T_0'}{T_0} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{c_0^2}{kg p_0 v_0'} = 1 + \frac{k-1}{2} M_0^2,$$

где c_0 — скорость входа пара в сопла,
 $M_0 = \frac{c_0}{a_0}$ — безразмерная скорость входа пара в сопла,
 p_0', v_0', i_0', T_0' — параметры заторможенного потока,
 p_0, v_0, i_0, T_0 — параметры пара перед соплами,
 a_0 — скорость звука в потоке пара на входе в сопла.



Определим параметры торможения в относительном движении перед рабочими лопатками

$$\frac{p_1}{p_1'} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1'}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2\right)^{\frac{k}{k-1}},$$

$$i_1' = i_1 + \Delta h_1 = i_1 + \frac{Aw_1^2}{2g},$$

Фиг. 1-1. Определение параметров заторможенного потока.

$$\frac{v_1}{v_1'} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1'}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

$$\frac{T_1}{T_1'} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{w_1^2}{kg p_1 v_1'} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{w1}^2,$$

где w_1 — относительная скорость входа пара на рабочие лопатки,
 $M_{w1} = \frac{w_1}{a_1}$ — безразмерная относительная скорость входа пара на рабочие лопатки,
 p_1', v_1', i_1', T_1' — параметры заторможенного потока в относительном движении,
 p_1, v_1, i_1, T_1 — параметры пара перед лопатками,
 a_1 — скорость звука в потоке пара за соплами.

Параметры заторможенного потока удобно находить, пользуясь is диаграммой (фиг. 1-1). От точки А, соответствующей состоянию пара перед каналами (например, перед подвижными каналами), по линии постоянной энтропии откладываем вверх

тепловой перепад $\Delta h_1 = \frac{Aw_1^2}{2g}$. Состояние пара в точке А' будет характеризоваться параметрами заторможенного в относительном движении потока (p_1', i_1', v_1', T_1').

Приведем теперь основные зависимости, необходимые для расчета потока в соплах и лопатках.

Для случая изэнтропического расширения скорость истечения из сопел может быть найдена по формуле

$$c_{из} = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p_0' v_0' \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (1-3)$$

или через изэнтропический тепловой перепад

$$c_{из} = \sqrt{\frac{2g}{A} (h_0 + \Delta h_0)} = 91,5 \sqrt{h_0 + \Delta h_0}. \quad (1-4)$$

Теоретический расход пара через суживающееся сопло, как известно, определяется по формуле

$$G = F_1 \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{p_0'}{v_0'}} \sqrt{\epsilon^{\frac{2}{k-1}} - \epsilon^{\frac{k+1}{k}}}, \quad (1-5)$$

где F_1 — площадь минимального сечения сопла;
 $\epsilon = p_1/p_0$ — отношение давления за соплом к давлению торможения.

При неизменных параметрах пара перед соплом наибольший расход пара через сопло, достигаемый при отношении

давлений $\epsilon \leq \epsilon_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$, называется критическим. При этом скорость потока в горле s называется критической $c_{кр}$ и равна местной скорости распространения звука a , обозначаемой при таком равенстве a_* .

$$c_{кр} = a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} g p_0' v_0'} = \sqrt{k g p_{кр} v_{кр}}. \quad (1-6)$$

где $p_{кр}$ и $v_{кр}$ — критические параметры пара

Критическое отношение давлений $\epsilon_{кр} = p_{кр}/p_0'$ для перегретого пара равно $\epsilon_{кр} = 0,546$, для сухого насыщенного пара $\epsilon_{кр} = 0,577$. Для влажного пара $\epsilon_{кр}$, вообще говоря, зависит от сухости x , но в зоне возможной работы ступени турбины ($x > 0,85$) можно практически считать, что $\epsilon_{кр} \approx 0,577$.

Расход пара через сопла удобно выразить через критический расход и представить формулу (1-5) в ином виде

$$G = \alpha G_{кр} \quad (1-7)$$

$$G_{кр} = F_1 \sqrt{k g \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{P_0}{v_0}}$$

для перегретого пара ($k=1,3$)

$$G_{кр} = 2,09 F_1 \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} [kz/\text{сек}], \quad p_0' [kz/\text{м}^2], \quad v_0' [\text{м}^3/kz], \quad (1-8)$$

для сухого насыщенного пара ($k=1,135$)

$$G_{кр} = 1,99 F_1 \sqrt{\frac{P_0}{v_0}} \quad (1-9)$$

Для влажного пара при $x > 0,85$ также можно пользоваться формулой (1-9)

Относительный расход пара α в формулах (1-7) равен

$$\alpha = \frac{G}{G_{кр}} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{2}{\epsilon^{\frac{k}{k-1}} - \epsilon^{\frac{k}{k-1}}}} \quad (1-10)$$

Формулой (1-5), а значит, и формулой (1-10) можно пользоваться только при отношении давлений, большем (или равном), чем критическое. $\epsilon \geq \epsilon_{кр}$. При $\epsilon \leq \epsilon_{кр}$ расход пара равен критическому ($\alpha=1$) и определяется по формулам (1-8) или (1-9).

В практических расчетах формула (1-10) для относительного расхода пара с большой степенью точности может быть заменена уравнением эллипса:

$$\alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon - \epsilon_{кр}}{1 - \epsilon_{кр}} \right)^2} = \sqrt{1 - \left(\frac{P_1 - P_{кр}}{P_0 - P_{кр}} \right)^2} \quad (1-11)$$

Относительный расход пара α в зависимости от отношения давлений ϵ дан для перегретого пара в приложении I

1-2. СЕТКА ОТНОСИТЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ПАРА

При расчетах переменного режима работы сопла удобно пользоваться сеткой расходов, предложенной проф. А. В. Щегляевым.

Относительный расход пара α через суживающееся сопло при неизменных параметрах торможения и переменном противодавлении $\epsilon = p_1/p_0$ может быть представлен линией abc

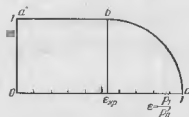
(или 1-2). Прямая ab , для которой $\alpha \leq \epsilon_{кр}$, соответствует критическому расходу пара. Кривая bc согласно формуле (1-11) является дугой эллипса, а при соответствующем выборе масштаба осей — дугой окружности.

Отношение критического расхода $G_{кр}$ (при параметрах торможения p_{0n}' , v_{0n}' , T_{0n}') к максимальному критическому расходу $G_{кр}^{макс}$ (при параметрах торможения p_0' , v_0' , T_0') из формулы (1-7) равно

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{макс}} = \sqrt{\frac{p_{0n}}{p_0} \frac{v_0}{v_{0n}'}}$$

Воспользовавшись уравнением состояния идеального газа, получим

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{макс}} = \frac{p_{0n}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{0n}}} \quad (1-12)$$



Фиг. 12. Кривая изменения пропускания пара через суживающееся сопло.

В том случае, когда температура пара перед соплами меняется незначительно, что бывает часто при изменении режима в турбине, формула (1-12) упрощается

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{макс}} = \frac{p_{0n}}{p_0} \quad (1-13)$$

Если меняются как параметры торможения, так и давление за соплом, то расход пара может быть представлен формулой [Л 42]

$$\left(\frac{G}{G_{кр}} \right)^2 = \left[\left(\frac{p_{0n}}{p_0} \right)^2 - \frac{1}{(1 - \epsilon_{кр})^2} \left(\frac{p_1}{p_0} - \epsilon_{кр} \frac{p_{0n}}{p_0} \right)^2 \right] \frac{T_0'}{T_{0n}'}. \quad (1-14)$$

Обозначая

$$\alpha = \frac{G}{G_{кр}}, \quad \epsilon = p_1/p_0, \quad \epsilon_0 = p_{0n}/p_0, \quad \tau_0 = T_{0n}'/T_0'$$

представим уравнение (1-14) в виде

$$\alpha^2 = \left[\epsilon_0^2 - \frac{1}{(1 - \epsilon_{кр})^2} (\epsilon - \epsilon_{кр} \epsilon_0)^2 \right] \frac{1}{\tau_0}. \quad (1-14a)$$

² Под $G_{кр}^{макс}$ понимаем наибольший критический расход, который может встретиться в условиях конкретной задачи.

Если принять, что начальная температура не меняется ($T_0 = 1$), то уравнение (1-14) графически предельно упрощается сеткой расходов (приложение 2).

При переменной начальной температуре можно также воспользоваться сеткой расходов, а затем учесть изменение температуры по формуле (1-14а).

Пример 1-1.

Определим, как изменится расход пара через группу суживающихся сопел, если давление перед соплами при расчетном режиме равно $p_0 = 10 \text{ атм}$ снизится до $p_{01} = 9 \text{ атм}$, а давление за соплами повысится с $p_1 = 7 \text{ атм}$ до $p_{11} = 8 \text{ атм}$. Начальная температура при этом уменьшится с $t_0 = 320^\circ \text{С}$ до $t_{01} = 305^\circ \text{С}$.

Сначала ведем расчет, не учитывая изменений начальной температуры. По сетке расходов находим (приложение 2) по отношению давлению при расчетном

режиме $\epsilon = \frac{p_1}{p_0} = 0,7$ относительный расход $\alpha = 0,94$ (фиг. 1-3). При новом режиме давления пара перед и за соплами по отношению к расчетному начальному давлению равны:

$$\epsilon_{01} = p_{01}/p_0 = 0,9, \quad \epsilon_{11} = p_{11}/p_0 = 0,8.$$

Далее с помощью сетки расходов определяется расход пара при новом режиме по отношению к критическому расходу пара при начальных параметрах p_0, t_0 :

$$\alpha_1 = 0,589.$$

Тогда с учетом изменения начальной температуры расход пара подсчитывается по формуле:

$$G_1 = G \frac{\alpha_1}{\alpha} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = G \frac{0,589}{0,940} \sqrt{\frac{320+273}{305+273}} = 0,635G.$$

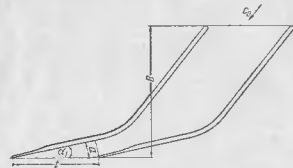
Другие примеры расчета переменного режима сопел с помощью сетки расходов можно найти в книге авторов [2, 29].

1.3. КОЭФФИЦИЕНТЫ СКОРОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА

Рассмотрим реальный процесс истечения, происходящий в соплах и рабочих лопатках ступени турбины. Принятое ранее допущение об отсутствии потерь, постоянстве скорости и давления по шагу и высоте любого сечения и за ним нарушаются. Остановимся вначале на некоторых результатах исследования физической картины потока в сопловой и рабочей решетках.

Рассмотрим спектры потока и распределение параметров по шагу за сопловой решеткой с суживающимися межлопаточными каналами (фиг. 1-4), применяемой для последних ступеней конденсационных турбин (штампованные лопатки). На фиг. 1-5 показаны два характерных режима обтекания. Фотография четко изображает спектры потока в косом срезе сопел

точными каналами (фиг. 1-4), применяемой для последних ступеней конденсационных турбин (штампованные лопатки). На фиг. 1-5 показаны два характерных режима обтекания. Фотография четко изображает спектры потока в косом срезе сопел



Фиг. 1-4. Решетка с суживающимися межлопаточными каналами, применяемая в последних ступенях конденсационных турбин.

и за выходным сечением решетки. На левой фигуре дана фотография потока при докритическом расходе (отношение давлений $\epsilon = p_1/p_0 = 0,69$). Отметим, что в этом случае кромоч-



Фиг. 1-5. Спектры потока при обтекании сопловой решетки (по опытам МЭИ).
а — докритический перепад давлений; б — сверхкритический перепад давлений.

ные следы совпадают с направлением выходных кромок. В горле (в минимальном сечении), несмотря на докритический

¹ Предполагаем, что давление торможения перед соплами примерно равно давлению p_0 , т. е. скорость подхода пара к соплам мала.

² Последняя ступень турбины, так же как и регулирующая ступень, сопла и лопатки которой будут описаны в этом параграфе, часто работает в условиях нерасчетного режима.

Если принять, что начальная температура не меняется ($t_0 = 1$), то уравнение (1-14) графически представляется сеткой расходов (приложение 2).

При переменной начальной температуры можно также воспользоваться сеткой расходов, а затем учесть изменение температуры по формуле (1-14а).

Пример 1-1.

Определим, как изменится расход пара через группу суживающихся сопел, если давление перед соплами, при расчетном режиме равное $p_0 = 10 \text{ атм}$, снизится до $p_{01} = 9 \text{ атм}$, а давление за соплами повысится с $p_1 = 7 \text{ атм}$ до $p_{11} = 8 \text{ атм}$. Начальная температура при этом уменьшилась с $t_0 = 320^\circ \text{С}$ до $t_{01} = 305^\circ \text{С}$.

Сначала ведем расчет, не учитывая изменения начальной температуры. По сетке расходов (приложение 2) по относительному давлению при расчетном

режиме $\epsilon = \frac{p_1}{p_0} = 0,7$ относительный расход $a = 0,94$ (фиг. 1-3).

При новом режиме давления пара перед и за соплами по отношению к расчетному давлению разны

$$\epsilon_{01} = p_{01}/p_0 = 0,9, \quad \epsilon_1 = p_{11}/p_0 = 0,8.$$

Далее с помощью сетки расходов определяется расход пара при новом режиме по отношению к критическому расходу пара при начальных параметрах p_0, t_0 .

$$a_1 = 0,589.$$

Тогда с учетом изменения начальной температуры расход пара подсчитывается по формуле

$$G_1 = G \frac{a_1}{a} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = G \frac{0,589}{0,94} \sqrt{\frac{320+273}{305+273}} = 0,635G.$$

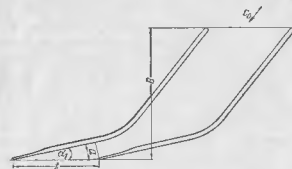
Другие примеры расчета переменного режима сопел с помощью сетки расходов можно найти в книге авторов [Л 29].

1-3. КОЭФФИЦИЕНТЫ СКОРОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСХОДА

Рассмотрим реальный процесс истечения, происходящий в соплах и рабочих лопатках ступени турбины. Принятые ранее допущения об отсутствии потерь, постоянстве скорости и давления по шагу и высоте любого сечения и за ним нарушаются. Остановимся вначале на некоторых результатах исследования физической картины потока в сопловой и рабочей решетках.

Рассмотрим спектры потока и распределение параметров по шагу за сопловой решеткой с суживающимися межлопаточными каналами (фиг. 1-4), применяемой для последних ступеней¹ конденсационных турбин (штампованные лопатки). На фиг. 1-5 показаны два характерных режима обтекания. Фотография четко изображает спектры потока в косом срезе сопел

и за выходным сечением решетки. На левой фигуре дана фотография потока при докритическом расходе (отношение давлений $\epsilon = p_1/p_0 = 0,69$). Отметим, что в этом случае кромоч-



Фиг. 1-4. Решетка с суживающимися межлопаточными каналами, применяемая в последних ступенях конденсационных турбин.

и за выходным сечением решетки. На левой фигуре дана фотография потока при докритическом расходе (отношение давлений $\epsilon = p_1/p_0 = 0,69$). Отметим, что в этом случае кромоч-



Фиг. 1-5. Спектры потока при обтекании сопловой решетки (по опытам МЭИ).
а — докритический перепад давлений; б — сверхкритический перепад давлений

ные следы совпадают с направлением выходных кромок. В горле (в минимальном сечении), несмотря на докритический

¹ Последняя ступень турбины, так же как и регулирующая ступень, сопла и лопатки которой будут описаны в этом параграфе, часто работает в условиях нерасчетного режима.

¹ Предполагаем, что давление торможения перед соплами примерно равно давлению p_0 , т. е. скорость подхода пара к соплам мала.

режим истечения, наблюдаются скачки уплотнений, расположенные после местного перерасширения потока

При сверхкритических скоростях (правый снимок, $\alpha = \frac{P_1}{P_0} = 0,35$) структура потока меняется. Здесь видны волны разрежения, перемычки и кромочные скачки, интенсивности и место расположения которых зависят от режима обтекания. Расширение происходит не только в суживающейся части канала, но и в косом срезе. Поток проходит через систему волн и скачков уплотнений. Эта система состоит из центрированной волны разрежения (белая полоса на фотографии), идущей от выходной кромки на спинку лопатки, вторичной волны разрежения, отраженной от спинки лопатки, и трех скачков уплотнения. Наиболее интенсивным является кромочный скачок, расположенный за решеткой; он отчетливо виден на фотографии.

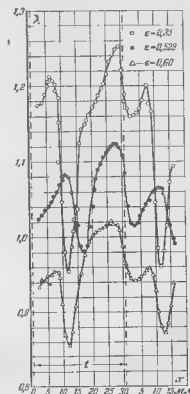
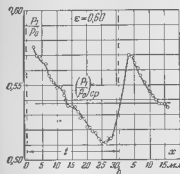
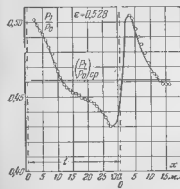
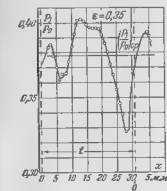
Система волн и скачков в значительной степени определяет распределение за решеткой местных значений давлений, скоростей и углов направлений последних.

При сверхкритическом перепаде давлений кромочный след искривляется, размывается и не совпадает по направлению с выходной кромкой.

На фиг. 16 даны экспериментальные графики распределения по шагу статического давления и безразмерной скорости потока. Графики показывают значительную и меняющуюся с режимом неравномерность статического давления и скорости. На графиках отложены относительное давление P_1/P_0 и местная скорость потока по отношению к критической скорости $\lambda = \frac{c}{a}$. В зоне кромочного следа наблюдается резкое умень-

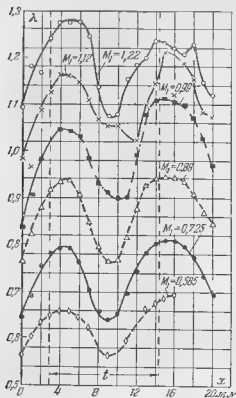
шение скорости, причем этот провал тем глубже, чем больше скорость истечения. В ядре потока также отмечается неравномерность поля скоростей, особенно заметная при сверхзвуковых режимах, что объясняется влиянием системы волн разрежения и скачков уплотнений. Измерения статических давлений, потерь и скоростей производились на расстоянии от решетки, равном одной десятой доли шага.

Аналогичные графики для лопаточной решетки первого яруса двухвального диска скорости даны на фиг. 17. Характерным для данной решетки является то, что при некоторых режимах работы ступени скорости на входе в решетку могут превышать скорости звука. В этом случае картина обтекания существенно меняется: перед входными кромками образуется система скачков, волны разрежения и скачки располагаются внутри каналов. Спектр такого потока, снятый с помощью оптического прибора, дан на фиг. 1-8.



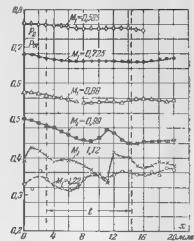
Фиг. 1-6. Распределение статического давления и скорости по шагу за суживающимися соплами (по опытам МЭИ)

В действительном процессе истечения часть кинетической энергии потока переходит в тепло. Отношение термальной кинетической энергии к располагаемой называется коэффициентом потерь ζ . Ввиду неравномерности потока распределение коэффициентов потерь по шагу канала также неравномерно и зависит от режима обтекания сокол и рабочих лопаток. Это

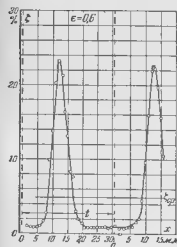


Фиг. 1-8. Фотография потока при обтекании активной лопаточной решетки со сверхзвуковыми скоростями на входе (по опытам МЭИ)

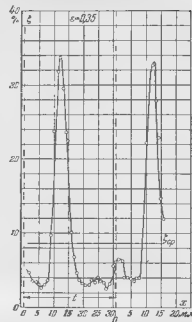
ризуют распределение потерь в среднем по высоте сечения канала и не включают концевых потерь. На графиках



Фиг. 17. Распределение статического давления и скорости по шагу за рабочими лопатками первого венна двухвального колеса скорости (по опытам МЭИ)



Фиг. 1-9. Изменение местных потерь по шагу за суживающимися соплами (по опытам МЭИ)

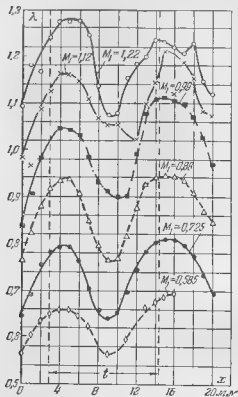


Фиг. 1-10 Изменение местных потерь по шагу за рабочими лопатками первого венна двухвального колеса скорости (по опытам МЭИ).

для каждого режима даны средние значения потерь по шагу ζ_{cp} :

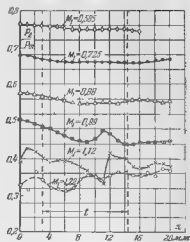
$$\zeta_{cp} = \frac{1}{l} \int_0^l \zeta dx.$$

Если рассматривать сопла (или лопатки) большой высоты, то можно считать, что эти потери равны средним потерям для



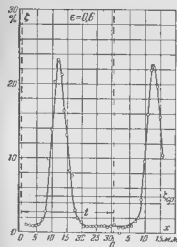
Фиг. 1-8 Фотография потока при обтекании активной лопаточной решетки со сверхзвуковыми скоростями на входе (по опытам МЭИ)

ризируют распределение потерь в среднем по высоте течения канала и не включают концевых потерь. На графиках



Фиг. 17 Распределение статического давления и скорости по шагу за рабочими лопатками первого венца двухвального колеса скорости (по опытам МЭИ)

Наибольшие потери имеют место в закруточном следе, наименьшие в ядре потока. Так, в исследуемой сопловой решетке потери в закруточном следе на расстоянии одной десятой доли шага составляют 20-35%, а потери в ядре потока 1-5%. С увеличением скорости потери возрастают как в ядре, так и в закруточном следе. Указанные графики характеризуют распределение потерь в среднем по высоте течения канала и не включают концевых потерь. На графиках



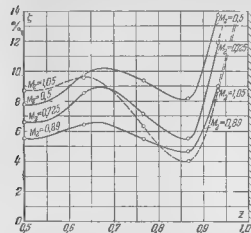
Фиг. 1-9. Изменение местных потерь по шагу за суживающимися соплами (по опытам МЭИ).

для каждого режима даны средние значения потерь по шагу ζ_{cp}

$$\zeta_{cp} = \frac{1}{t} \int_0^t \zeta dt$$

Если рассматривать сопла (или лопатки) большой высоты, то можно считать, что эти потери равны средним потерям для

ности сопла. Если же сопла или лопатки имеют относительно небольшую высоту и нельзя пренебречь изменением потерь по высоте, то осреднение необходимо производить не только по шагу, но и по высоте канала.



Фиг. 1-11 Изменение среднего по шагу коэффициента потерь по высоте активной лопаточной решетки при различных скоростях истечения (по опытам МЭИ)

граничном слое начинается периферийное течение газа от вогнутой поверхности к спинке лопатки, вызванное наличием поперечного градиента давлений. На спинке у концов лопатки происходит возбуждение пограничного слоя. В ядре потока у торцовых стенок образуются замкнутые вихревые области [Л. 6].

При расчете сопел и рабочих лопаток пользуются усредненными по сечению значениями параметров, потерь и средней скоростью. Тогда скорость истечения пара определяется по формулам

$$c_1 = \psi \cdot 91,5 \sqrt{h_{0c} + \left(\frac{c_0}{91,5} \right)^2}, \quad (1-15)$$

$$\omega_2 = \psi \cdot 91,5 \sqrt{h_{0a} + \left(\frac{\omega_1}{91,5} \right)^2}, \quad (1-16)$$

где c_1 — скорость выхода пара из сопел;
 h_{0c} — изоэнтропический теплоперепад в соплах;
 c_0 — скорость подхода пара к соплам,
 ψ — коэффициент скорости для сопел,

$$\zeta_{cp} = \frac{1}{H} \int_0^H \zeta_{dl} dl.$$

На фиг. 1-11 показана зависимость среднего по шагу коэффициента потерь по высоте при различных скоростях истечения

Опыты проведены на решетке, составленной из активных лопаток высотой 30 мм¹. Неравномерность распределения потерь по высоте объясняется влиянием торцовых стенок поток на этих стенках подтормаживается и в возникшем по-

ω_2 — относительная скорость выхода пара из каналов рабочих лопаток,

h_{0a} — изоэнтропический теплоперепад в рабочих лопатках,

ω_1 — относительная скорость входа пара на рабочие лопатки;

$\downarrow$ — коэффициент скорости для рабочих лопаток

Коэффициенты скорости и коэффициенты потерь связаны следующей зависимостью

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_c}, \quad \phi = \sqrt{1 - \zeta_a}$$

Усредненные коэффициенты скорости ψ и ϕ , учитывающие потери в соплах и каналах рабочих лопаток, зависят от геометрических размеров каналов, обработки стенок, формы кромок, параметров пара, отношения давлений и др. Коэффициенты скорости зависят также от угла входа потока. В дальнейшем потери, связанные с изменением угла входа, будем рассматривать отдельно (§ 2-1).

Как следует из экспериментов различных авторов, решающее влияние на величину коэффициентов скорости оказывает (при заданной ширине минимального сечения) высота каналов. Это объясняется главным образом тем, что абсолютная величина концевых потерь почти не зависит от высоты каналов. Следовательно, относительная потеря уменьшается с увеличением высоты каналов.

Коэффициенты скорости зависят также от радиуса кривизны каналов, причем увеличение радиуса кривизны, как показывают опыт, снижает потери.

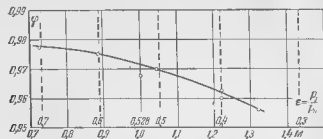
В рабочих лопатках радиус кривизны зависит от суммы входного и выходного углов $\beta_1 + \beta_2$ и ширины лопатки. Ширина лопатки в какой-то мере конструктивно связана с углами β_1/β_2 . В первых ступенях турбины обычно применяют профили с малыми углами, при этом незначительные высоты позволяют использовать лопатки небольшой ширины. В последующих ступенях углы β_1/β_2 увеличиваются, растут высота и ширина лопатки и радиус кривизны. Таким образом, углы β_1/β_2 примерно характеризуют профиль и влияние его на коэффициент скорости.

В сопловых лопатках радиус кривизны значительно больше, чем в рабочих, а суммы входного и выходного углов $\alpha_0 + \alpha_1$ в различных конструкциях мало меняются.

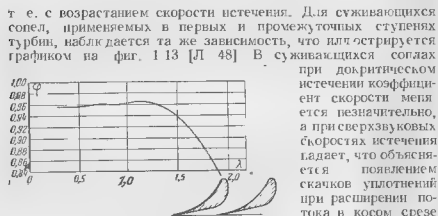
В направляющих и рабочих лопатках реактивных турбин сумма углов $\beta_1 + \beta_2$ (или $\alpha_0 + \alpha_1$) значительна и меняется в узких пределах; средняя кривизна канала велика. Поэтому в соплах и реактивных лопатках не будем учитывать влияние суммы углов на коэффициенты скорости.

¹ Опыты проведены В. В. Фрозовым в лаборатории тепловых двигателей МЭИ.

Как уже указывалось, изменение режима работы сопел и лопаток влияет на коэффициент скорости. Так, на фиг. 1-12 показана зависимость коэффициента φ для сопел, изображенных на фиг. 1-4, от отношения давлений. Как следует из графика, коэффициент скорости уменьшается с уменьшением $\epsilon = p_1/p_0$,



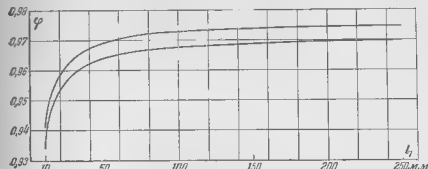
Фиг. 1-12 Экспериментальное значение коэффициента скорости для суживающихся сопел, изображенных на фиг. 1-4 (по опытам МЭИ)



Фиг. 1-13. Экспериментальное значение коэффициента скорости для суживающихся сопел (по опытам Крафта). $l_1 = 11$ мм, $\alpha_1 = 12^\circ$, $\beta_1 = 0.27$.

режима, в практических расчетах часто принимаю от них постоянными. Это вызвано недостаточностью экспериментальных данных для конкретных профилей и незначительным изменением коэффициентов φ и ψ для решеток с суживающимися каналами в широком диапазоне изменения режима. Действительно, как это следует, например, из фиг. 1-12, изменение $\epsilon = p_1/p_0$ от $\epsilon = 0.7$ до $\epsilon = 0.35$ привело к снижению коэффициента скорости примерно на 2%

На фиг. 1-14, 1-15 приведены графики средних значений коэффициентов скорости φ и ψ . Этими графиками можно пользоваться для оценки к. п. д. ступеней¹.



Фиг. 1-14 Коэффициент скорости φ для суживающихся сопел в зависимости от высоты l_1



Фиг. 1-15. Коэффициент скорости ψ для рабочих лопаток активных турбин в зависимости от высоты l_2

* По данным статистических испытаний соловых и лопаточных решеток коэффициенты скорости имеют большие значения. Однако приведенные здесь кривые должны служить для оценки к. п. д. ступени, где имеют место дополнительные потери (связанные с периодической нестационарностью потока, протеканием в зазоре, влиянием перерыва и т. п.), не учитываемые отдельно при подсчете к. п. д. ступени. Расчет ступени по принятой в настоящее время методике с использованием этих коэффициентов дает средние значения к. п. д., подтверждаемые опытом.

¹ Результаты более детальных исследований показывают, что влияние высоты будет различным для различных по форме профилей. Характер кривых $\varphi = \varphi(l)$ и $\psi = \psi(l)$ существенно зависит также от режима работы решетки (угла входа, числа Ma и Re). Кроме того, из физических соображений о механическом образовании вторичных токов следует, что φ и ψ зависят не от абсолютной высоты лопатки, а от безразмерного геометрического параметра l/b (или l/l_1). Однако в связи с тем, что имеющиеся опытные материалы недостаточны для построения соответствующей сетки поправок кривые на фиг. 1-14 и 1-15 даны в обычной форме.

На фиг. 1-14 дана зависимость коэффициента скорости φ для суживающихся сопел от высоты l_1 . На фиг. 1-15 представлены кривые коэффициентов скорости φ для типовых профилей рабочих лопаток активных турбин в зависимости от высоты l_2 . Оценку коэффициента φ для профилей с другими углами β_1, β_2 можно проводить интерполяцией по сумме $\beta_1 + \beta_2$.

Приведенные выше графики коэффициентов скорости учитывают и потери в зазорах при нормальных величинах зазоров, перекрыш и расчетной степени реакции. При отклонении этих величин от расчетных следует определить дополнительные потери и учесть их при подсчете κ п. д. ступени (см. гл. 2). Потери, связанные с истечением влажного пара, также влияющие на коэффициенты скорости, учитывая, как это принято, снижением κ п. д. всей ступени (см. § 2-7).

Рассмотрим теперь реальный процесс в соплах и лопатках с точки зрения определения расхода пара. Действительный расход пара не будет равен теоретическому, определенному по формулам § 1-1.

Отношение действительного расхода к теоретическому называют коэффициентом расхода μ .

Действительный расход пара равен

$$G = \mu \alpha G_{кр} \quad (1-17)$$

где $G_{кр}$ и α определяются по формулам (1-7) и (1-10) или (1-11).

Коэффициент расхода зависит главным образом от состояния пара (перегретый или влажный), отношения давлений и формы каналов¹.

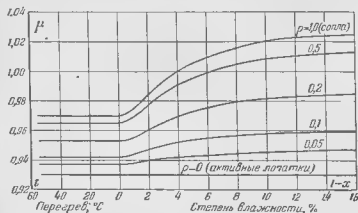
Если процесс истечения заходит в область влажного пара, то коэффициент расхода увеличивается. Это объясняется переохлаждением пара, т. е. запаздыванием процесса конденсации и образованием капель воды частично за пределами сопел. При этом пар не получает того количества скрытой теплоты, которая выделилась бы при своевременной (без переохлаждения) конденсации. В этом случае температура пара, следовательно, и его удельный объем будет меньше. Также уменьшется располагаемый теплоперепад, а значит и скорость пара. Удельный объем уменьшается в большей степени, чем скорость пара, и таким образом коэффициент расхода в области

¹ При истечении перегретого пара коэффициент расхода меньше действителен. Опыт, проведенный различными авторами [Л 37, 40], дает величину коэффициента расхода для сопел обычно в пределах $\mu = 0,96 \div 0,98$.

В некоторых опытах [Л 47, 48] коэффициент расхода для суживающихся сопел при протекании перегретого пара и критическом истечении достигает $\mu = 1$. Следует отметить, что точность определения коэффициента расхода при хорошем эксперименте составляет около 1%, так как точность определения проходной площади сопел примерно 1%.

влажного пара увеличивается и может стать больше единицы. В соплах последних ступеней конденсационных турбин коэффициент расхода, по экспериментальным данным, достигает величины $\mu = 1,02 \div 1,04$.

Ввиду большого разнообразия формы и размеров сопел при практических расчетах сопел различных турбин приходится не учитывать влияние этих факторов на коэффициент расхода. Многочисленные опыты, проведенные с весьма разнообразными типами сопел, показали не очень сильное влияние геометрии



Фиг. 1-16. Коэффициент расхода μ для сопел и рабочих лопаток в зависимости от реактивности ρ и степени влажности пара в горле ($1-x$)

ческих характеристик на величину μ , которая при неизменных параметрах пара колеблется, как указано выше, в узких пределах.

Верхняя кривая на фиг. 1-16 показывает зависимость коэффициента расхода μ для сопел от степени влажности пара ($1-x$) в горле. Эта кривая является результатом обработки ряда экспериментальных данных для различных сопел и переменных отношений давлений. Отклонение большинства опытных точек не превышает в худшем случае 1%.

Среднее значение коэффициента расхода сопел для перегретого пара $\mu = 0,97$, а для влажного пара (исключая зону, близкую пограничной кривой) $\mu = 1,01 \div 1,025$. С учетом коэффициента μ критический расход для сопел вместо формул (1-8), (1-9) может быть определен как для перегретого, так и для влажного пара по единой формуле

$$G = 2,03F \sqrt{\frac{F_0}{v_0}} \quad \kappa\text{г/сек}, \quad p_0' \quad \kappa\text{г/м}^2, \quad v_0' \quad \text{м}^3/\kappa\text{г}, \quad F_{мин} \quad \text{м}^2. \quad (1-18)$$

Эта формула широко распространена в литературе и в практике расчетов турбинных заводов.

Для исследования переменного режима суживающихся сопел и лопаток сетка относительных расходов может быть с достаточной точностью применена как для перегретого, так и для насыщенного пара, а также при истечении с потерями.

Для активных рабочих лопаток (степень реакции $\rho = \frac{h_{c,л}}{h_0} \rightarrow 0$) коэффициент расхода μ практически мало зависит от степени влажности пара, так как в каналах таких лопаток пар не расширяется и, следовательно, переохлаждение не имеет место. В лопатках со стеновыми реакциями, не равной нулю, происходит некоторое расширение пара и соответственно этому наблюдается увеличение коэффициента расхода в области

влажного пара. Чем больше величина $\frac{h_{c,л}}{h_0} \frac{A_{л1}^2}{2g}$, равная отношению теплоперепада в лопатках в кинетической энергии входящего на лопатки потока пара, тем больше относительная величина переохлаждения, а следовательно, тем больше влияние влажности пара на коэффициент расхода.

На фиг. 1-16 изображена зависимость коэффициента расхода для сопел и рабочих лопаток от степени влажности (определенной по состоянию в горле канала) и степени реакции. Этот график подсчитан по усредненным экспериментальным данным для сопел, полученным как для перегретого, так и для влажного пара, и для лопаток при истечении перегретого пара. Участки кривых коэффициента μ для рабочих лопаток при истечении влажного пара получены интерполяцией.

1-4. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ РАСШИРЯЮЩИХСЯ СОПЕЛ

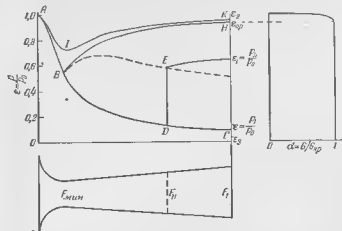
В том случае, если расчетное отношение давлений $\epsilon = p_1/p'_0$ намного меньше, чем критическое $\epsilon_{c,p}$, применяются расширяющиеся сопла. Расширяющиеся сопла встречаются в одноступенчатых турбинах и в регулирующих ступенях многоступенчатых турбин.

Если расчетная скорость истечения пара из сопел значительно превышает критическую скорость, то сопла обычно выполняют суживающимися и допускают расширение пара в косом срезе (см. § 1-5).

Процесс течения пара при переменном режиме работы различных расширяющихся и суживающихся сопел. При определенных режимах в расширяющихся соплах появляются скачки уплотнения. Предельное противодавление p_{np} при превышении которого расход через сопла начинает уменьшаться, для рас-

ширяющихся сопел в отличие от суживающихся всегда больше критического: $p_{np} > p_{c,p}$.

Рассмотрим вначале процесс в одиночном расширяющемся сопле с прямым срезом при отсутствии теплообмена и потерь. На фиг. 1-17 линия ABC изображает падение давления в сопле при расчетном режиме, причем по оси ординат отложено относительное давление $\epsilon = p_1/p'_0$ в долях от начального давления



Фиг. 1-17. Теоретическое распределение давлений в расширяющемся сопле с прямым срезом при переменном режиме.

торможения. Точка A соответствует давлению пара на входе в сопло. В точке B , которая соответствует минимальному сечению сопла F_{min} , давление равно критическому $\epsilon_{c,p}$. Точка C , соответствующая выходному сечению сопла F_1 , изображает расчетное выходное противодавление $\epsilon = p_1/p'_0$.

Исследуем работу сопла при неизменном начальном давлении $p'_0 = \text{const}$ и повышенном противодавлении.

С точки зрения изменения расхода пара¹ можно выделить два характерных диапазона режимов.

1. Повышение противодавления в диапазоне от ϵ до ϵ_{np} . При этом наблюдается следующая картина: в выходном сечении сопла образуются системы скачков уплотнения, которые при дальнейшем повышении противодавления перемещаются в расширяющуюся часть сопла, причем скачок практически становится прямым. Так, например, при противодавлении ϵ_1 ($\epsilon < \epsilon_1 < \epsilon_{np}$) расширение пара происходит как и при расчетном

¹ Если исследовать структуру потока и изменение потерь в расширяющихся соплах, то следует выделить большее количество характерных режимов (см., например, [Л. 6]).

режиме — по линии AB до сечения F_{11} . В сечении F_{11} возникает скачок уплотнения: давление пара повышается до ϵ_{11} , скорость потока становится дозвуковой; за скачком расширяющаяся часть сопла работает как диффузор, в котором давление возрастает до ϵ_1 .

При дальнейшем повышении противодавления до $\epsilon_{кр}$ скачок уплотнения перемещается к минимальному сечению сопла и исчезает в горле, где скорость равна критической (скачки уплотнения могут существовать только в сверхзвуковом потоке). В этом случае вся расширяющаяся часть сопла работает как диффузор, причем давление повышается по линии BN .

В диапазоне изменения противодавления от ϵ_0 до $\epsilon_{кр}$ расход пара через сопло не меняется и остается равным критическому, так как в минимальном сечении сопла давление критическое, а скорость равна скорости звука.

2. Противодавление выше предельного. При этом давление пара в минимальном сечении сопла становится выше критического, скорость течения пара везде меньше звуковой, а расход меньше критического. Изменение давления вдоль сопла в этом случае изображается на фиг. 1-17 линией AK .

Для расчета переменного режима работы расширяющегося сопла необходимо определить величину предельного противодавления $\epsilon_{кр}$. При $\epsilon_{кр}$ процесс в сопле можно считать изэнтропическим, так как отсутствуют скачки уплотнения, расход газа критический и может быть определен по формуле

$$G = G_{кр} = F_1 \sqrt{\frac{2kg}{k-1} \frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{2}{\epsilon_{кр}^k - \epsilon_{кр}^k}}$$

Этой формулой, записанной для выходного сечения сопла, в данном случае можно воспользоваться, подставив в нее истинное значение $\epsilon_{кр}$, так как скорость потока ни в одном сечении сопла не превышает критической скорости.

Критический расход можно также выразить по уравнению (1-7)

$$G_{кр} = F_{мин} \sqrt{kg \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$$

Сопоставляя, находим

$$\frac{F_{мин}}{F_1} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{k} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\frac{\epsilon_{кр}^k}{\epsilon_{кр}^k - \epsilon_{кр}^k}}$$

Правую часть полученного выражения по аналогии с формулами (1-10) и (1-11) приближенно можно представить следующим образом

$$\frac{F_{мин}}{F_1} = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon_{кр} - \epsilon_{кр}}{1 - \epsilon_{кр}} \right)^2}$$

Отсюда получаем искомую формулу для определения отношения предельного противодавления $\epsilon_{кр} = p_{кр}/p_0$ через критическое отношение давлений и геометрическую характеристику сопла $F_{мин}/F_1$

$$\epsilon_{кр} = \epsilon_{кр}^* \left(1 - \frac{\epsilon_{кр}}{\epsilon_{кр}^*} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{F_{мин}}{F_1} \right)^2} \quad (1-19)$$

Для перегретого пара

$$\epsilon_{кр} = 0,546 + 0,454 \sqrt{1 - \left(\frac{F_{мин}}{F_1} \right)^2} \quad (1-20)$$

Для суживающегося сопла ($\frac{F_{мин}}{F_1} = 1$), как и следует ожидать, предельное противодавление равно критическому: $\epsilon_{кр} = \epsilon_{кр}^*$.

Рассмотрим теперь некоторые другие режимы работы расширяющихся сопел.

При неизменных начальных параметрах пара и снижении противодавления по сравнению с расчетным $\epsilon_0 < \epsilon_{кр}$ падение давления в сопле происходит так же, как при расчетном режиме, по линии ABC (фиг. 1-17). Дальнейшее расширение пара от давления p_1 в выходном сечении сопла F_1 до давления $p_{1в}$ происходит за пределами сопла. Струя, выходящая из сопла, имеет волновую структуру и давление вдоль оси струи периодически меняется. Сопла паровых турбин выполняются с косым срезом, поэтому в них расширение пара от давления p_1 до давления $p_{1в}$ происходит в косом срезе, а в некоторых случаях может происходить и за его пределами (см. § 1-5).

Поскольку при таком режиме параметры пара в минимальном сечении сопла не меняются, то и расход пара остается прежним, т. е. равным критическому.

Проанализируем теперь, каким образом будет меняться расход пара при изменении начальных параметров.

Если при увеличении или уменьшении начального давления p_0 скорость пара в минимальном сечении сопла является критической, то и расход является критическим, т. е. максимальным при данных начальных параметрах. Это имеет место, как показано выше, при отношении конечного давления $p_{1в}$

к начальному p'_{0n} , равному и меньшему относительно предельного противодействия ϵ_{np}

$$\frac{p_{1n}}{p'_{0n}} \leq \epsilon_{np}$$

Аналогично суживающему соплу (§ 1-2) отношение двух критических расходов пара при различных начальных параметрах может быть выражено следующей формулой

$$\frac{G_{кр}}{G_{кр}^{max}} = \frac{p'_{0n}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T'_{0n}}} \quad (1-21)$$

Если же давление за соплом выше предельного противодействия, то расход пара через сопло G меньше критического расхода $G_{кр}$ при данных начальных параметрах. Для расширяющихся сопел изменение расхода пара в зависимости от противодействия можно приближенно выразить уравнением эллипса, как это было сделано ранее для суживающихся сопел [см. формулу (1-11)], только вместо критического отношения давлений $\epsilon_{кр}$ следует подставить предельное отношение давлений ϵ_{np} :

$$\alpha \quad G_{кр} = \sqrt{1 - \left(\frac{\epsilon_{np}}{1} \right)^2} \quad (1-22)$$

При изменении как начальных параметров пара, так и конечного давления расход пара может быть определен по формуле, аналогичной (1-14)

$$\left(\frac{G}{G_{кр}} \right)^2 = \left[\left(\frac{p'_{0n}}{p_0} \right)^2 \left(1 - \frac{1}{\epsilon_{np}^2} \left(\frac{p_{1n}}{p'_i} - \epsilon_{np} \frac{p'_{1n}}{p'_0} \right)^2 \right) \right] \frac{T_0}{T'_{0n}} \quad (1-23)$$

Здесь расход G соответствует начальным параметрам p'_{0n} , T'_{0n} и противодействию p_{1n} , а $G_{кр}^{max}$ — максимальный критический расход, который может встретиться в конкретной задаче, причем он соответствует начальным параметрам p'_0 , T'_0 . Обозначая

$$\alpha = G/G_{кр}^{max}, \quad \epsilon = p_{1n}/p'_0, \quad \epsilon_0 = p'_{0n}/p'_0, \quad \tau_0 = T'_{0n}/T'_0,$$

представим уравнение (1-23) в виде

$$\alpha^2 = \left[\frac{\epsilon^2 - \frac{1}{(1-\epsilon_{np})^2} (\epsilon - \epsilon_{np} \epsilon_0)^2}{\epsilon_0} \right] \tau_0 \quad (1-24)$$

При неизменной начальной температуре пара ($\tau_0 = \text{const}$) уравнение (1-24) может быть графически представлено сеткой

расходов (фиг 1-18) по типу сетки расходов для суживающегося сопла.

Сетка расходов расширяющегося сопла должна быть построена для конкретного относительного предельного противодействия ϵ_{np} , т. е. для конкретного отношения площадей минимального и выходного сечений сопла F_{min}/F_1 . Таким образом, указанная сетка не является универсальной, как это имеет место для сетки расходов суживающегося сопла.

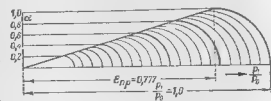
Описанная выше картина изменения давлений и возникновения скачков уплотнения подтверждается опытом и для решеток с расширяющимися каналами. На фиг. 1-19 представлены экспериментальные кривые распределения давления по стенкам межлопаточного канала решетки, применяемой для регулирующих колес с двумя ступенными скорости. Опыты проводились в лаборатории кафедр Тепловых двигателей МЭИ. Как видно из графика, при повышении противодействия кривая давлений от входного сечения до точек 2f и 3б, соответствующих минимальному сечению сопла, не меняется.

На режимах с противодействием выше расчетного в расширяющейся части сопла имеются участки резкого повышения давления, что объясняется влиянием скачков уплотнения. После скачка давление продолжает расти (диффузорный участок), а затем несколько снижается (при некоторых режимах) в косом срезе.

Следует отметить, что для одиночных сопел с косым срезом и для решеток с расширяющимися каналами, где косой срез неизбежен, структура потока в канале и за выходным сечением может при некоторых режимах существенно отличаться от рассмотренной выше для сопла с прямым срезом¹.

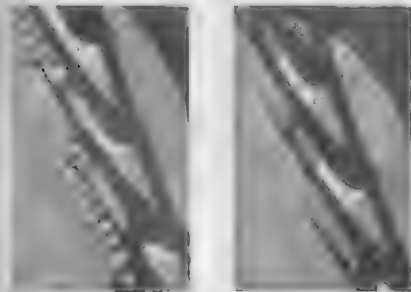
На фиг. 1-20 показаны фотографии потока в решетке с расширяющимися каналами.

¹ Так, например, струя, вытекающая из сопла с косым срезом, имеет несимметричную систему вихрей разрежения и скачков. В результате, даже на режимах с повышенным противодействием, поток отклоняется от оси сопла. Кроме того, меняются некоторые базовые режимные характеристики для сопел ($\epsilon_{кр}$ и др.). Особенно существенным является тот факт, что предельное противодействие для сопел с косым срезом и решеток оказывается несколько более высоким, чем для обычных сопел (с прямым срезом).



Фиг 1-18. Сетка расходов для расширяющегося сопла (при $F_{min}/F_1 = 1.35$).

Здесь представлены режимы истечения с противодавлением, превышающим расчетное ($\epsilon_{расч} = 0,10$) Фиг 1-20, а соот-



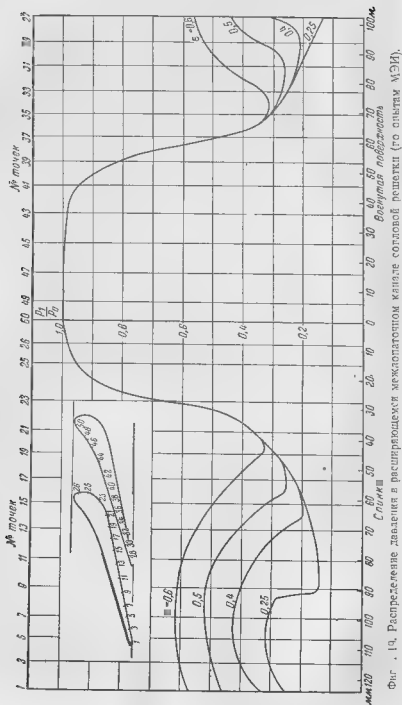
Фиг 1-20 Спектры потока в расширяющихся соплах (по опытам МЭИ)

ветствует отношению давлений $\epsilon \approx 0,4$, а фиг. 1-20, б $\epsilon \approx 0,7$. Темные линии, отмеченные цифрами 1-1, изображают систему скачков уплотнения. При большом противодавлении система скачков перестраивается и глубже уходит в канал

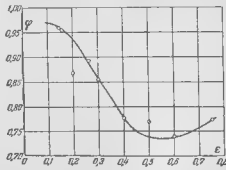
Коэффициент скорости ψ в зависимости от режима для расширяющихся сопел меняется более резко и иным образом, чем для суживающихся сопел. Это иллюстрируется графиками на фиг. 1-21 (для сопел, распределение давления в которых описано выше) и на фиг. 1-22

Кривые показывают, что коэффициент скорости достигает наибольшей величины при расчётном отношении давлений, за

З Г С Самойлович, Б М Троимовская

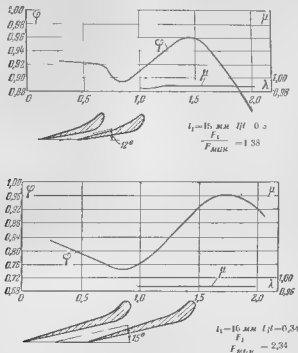


Фиг. 1-19. Распределение давления в расширяющемся межэлектродном канале солевой решетки (по опытам МЭИ).



Фиг 1-21 Изменение коэффициента скорости для решеток с расширяющимися каналами (по опытам МЭИ)

висящем для конкретного сопла от его геометрической характеристики $F_{\text{мин}}$. Уменьшение относительного противодавления ($\epsilon < \epsilon_{\text{расч}}$) приводит к расширению пара в косом срезе или за его пределами, что вызывает, как и для суживающихся сопел, снижение коэффициента φ . Увеличение относительного противодавления ($\epsilon > \epsilon_{\text{расч}}$), как уже указывалось выше, вызо-



Фиг. 1-22 Изменение коэффициента скорости и коэффициента расхода для решеток с расширяющимися каналами (по опытам Кинья)

вает появление скачков уплотнения и связанное с этим увеличение потерь [П. 6]. Поэтому значение коэффициента скорости падает. При дальнейшем повышении противодавления интенсивность скачков уменьшается, а при $\epsilon = \epsilon_{\text{кр}}$ скачки исчезают и сопло работает как труба Вентури. Поэтому опыт показывает в этой области рост коэффициента φ .

Как видно из графиков, коэффициент скорости меняется в значительных пределах ($\varphi = 0,96 \div 0,74$), что необходимо учитывать при расчете регулирующих колес на переменный режим.

На фиг. 1-22 даны также опытные значения коэффициентов расхода для расширяющихся сопел. При критическом истечении коэффициент расхода практически не меняется, так как расход определяется параметрами пара в критическом сечении, которые при этом неизменны.

1-5. РАСШИРЕНИЕ ПАРА В КОСОМ СРЕЗЕ СОПЕЛ И ЛОПАТОК

Косым срезом сопел и лопаток называют часть канала, ограниченную выходным сечением ab (фиг. 1-23) и сечением bc . Рассмотрим суживающиеся каналы.

Если отношение давлений в соплах или лопатках больше или равно критическому отношению давлений

$$\epsilon = p/p_0 \geq \epsilon_{\text{кр}} \quad (\text{для сопел})$$

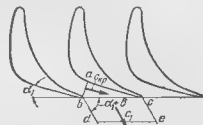
$$\epsilon = p_2/p_1' \geq \epsilon_{\text{кр}} \quad (\text{для лопаток}),$$

т. е. скорость истечения пара не превышает критической, то можно считать, что в косом срезе давление пара примерно постоянно и равно давлению за решеткой. Считаем приближенно, что при этом направление струи пара, выходящей из канала, совпадает с направлением оси канала, т. е. для сопел струя направлена под углом α_1 , а для лопаток под углом β_2 .

При падении давления в канале ниже критического в сечении ab устанавливается критическое давление $p_{\text{кр}}$, а дальнейшее расширение пара происходит в косом срезе или при некоторых режимах даже за его пределами. Скорость истечения пара будет сверхкритической; критическая же скорость потока установится в торце канала, т. е. в сечении ab .

При расчете ступени турбины, как уже указывалось, используются усредненными по сечению значениями параметров пара и средней скоростью. Для определения направления лотка пара после расширения в косом срезе воспользуемся уравнением неразрывности, записанным для минимального сечения ab (фиг. 1-23) и сечения de , расположенного на некотором расстоянии от канала параллельно сечению cb . Для указанных сечений производится осреднение параметров пара и скоростей.

Тогда для сопел в сечении de осредненные параметры пара равны p_1 , t_1 , v_1 и осредненная скорость c_1 .



Фиг. 1-23. Отклонение потока в косом срезе сопел

Рассматривая процесс без потерь, запишем для сопел указанное уравнение неразрывности.

$$\frac{F_{ab} c_{кр}}{v_{кр}} = \frac{F_{de} c_1 \sin(\alpha_1 + \delta)}{v_1}, \quad (1-25)$$

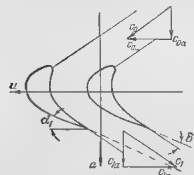
где $F_{ab} = l_1 t \sin \alpha_1$ — площадь минимального сечения,
 $F_{de} = l_1 t$;
 δ — угол отклонения в косом срезе

Формулу (1-25) представим в следующем виде

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \frac{c_{кр}}{c_1} \frac{v_1}{v_{кр}} \sin \alpha_1 \quad (1-26)$$

Для рассматриваемого нами изохронического процесса получим формулу (1-26) в ином виде

$$\sin(\alpha_1 + \delta) = \frac{1}{\epsilon^{k+1} \sqrt{1 - \epsilon^{\frac{k-1}{k}}}} \sin \alpha_1 \quad (1-27)$$



Фиг. 1-24 Направление скоростей потока до и за лопаточной решеткой при сверхкритическом перепаде давлений.

При давлении за соплами ниже критического расширение пара происходит в косом срезе сопла. Однако расширятельная способность косого среза ограничена и исчерпывается при определенном относительном противодавлении ϵ_* ; дальнейшее снижение давления за соплами сопровождается расширением пара уже за пределами косого среза.

Для расчета сопловых и лопаточных каналов в условиях переменного режима необходимо знать величину ϵ_* , соответствующую предельной расширятельной способности косого среза и наибольший угол отклонения потока в пределах косого среза δ_* . Эти величины могут быть найдены из следующих рассуждений

Усилие P_a , действующее на решетку профилей (фиг. 1-24) в направлении оси u , определяется по уравнению изменения количества движения

$$P_a = G(c_{0a} + c_{1a}). \quad (1-28)$$

При сверхкритическом перепаде давлений ($\epsilon < \epsilon_{кр}$) и при неизменных начальных параметрах пара расход $G = G_{кр}$ и скорость c_{0a} не зависят от давления за решеткой.

При понижении давления за решеткой усилие P_a растет, так как в канале до косого среза распределение давлений по лопаткам не меняется, а в пределах косого среза на спинке лопаток давление падает. Ясно, что усилие P_a будет расти до тех пор, пока не исчерпается расширятельная способность косого среза, т. е. до отношения давлений ϵ_* . При дальнейшем понижении давления пара за лопатками ($\epsilon < \epsilon_*$) усилие P_a не будет меняться, так как не будет меняться распределение давления по профилю лопаток. Из этих рассуждений следует, что как усилие P_a , так и скорость c_{1a} достигают максимума при $\epsilon = \epsilon_*$. Величина $c_{1a} = c_1 \cos(\alpha_1 + \delta)$ в зависимости от ϵ может быть найдена по скорости истечения

$$c_1 = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p_0 v_0' (1 - \epsilon^{\frac{k-1}{k}})} \quad (1-30)$$

и выражению для угла отклонения потока [формула (1-27)]. Продифференцировав c_{1a} по ϵ и приравняв производную нулю, определим относительное противодавление, при котором исчерпывается расширятельная способность косого среза

$$\epsilon_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} = \epsilon_{кр} (\sin \alpha_1)^{\frac{2k}{k+1}} \quad (1-31)$$

Из формул (1-27) и (1-31) получим формулу для определения наибольшего угла отклонения в пределах косого среза

$$\sin(\alpha_1 + \delta_*) = \frac{\sqrt{\frac{k-1}{k+1}} (\sin \alpha_1)^{\frac{k-1}{k+1}}}{\sqrt{1 - \frac{2}{k+1} (\sin \alpha_1)^{\frac{2}{k+1}}}} \quad (1-32)$$

Интересно отметить, что для этого режима составляющая c_{1a} скорости c_1 по оси a равна местной скорости звука (фиг. 1-25). Это может быть получено из анализа формул (1-30), (1-31) и (1-32)

Определим теперь угол отклонения потока при расширении пара за пределами косого среза, т. е. при $\epsilon < \epsilon_*$. Для

этого воспользуемся условием постоянства скорости при ре-
жимках с отношениями давлений $\varepsilon \leq \varepsilon_*$

$$c_{1a} = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p_0^* v_0^* (1 - \varepsilon_*^{\frac{k-1}{k}}) \cos(\alpha_1 + \delta_*)} =$$

$$= \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p_0^* v_0^* (1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}) \cos(\alpha_1 + \delta)},$$

откуда

$$\cos^2(\alpha_1 + \delta) =$$

$$= \frac{1}{1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}} [1 - \sin^2(\alpha_1 + \delta_*)]$$

С помощью формул (1-31) и (1-32) получим окончательное выражение

$$\cos(\alpha_1 + \delta) =$$

$$= \sqrt{\frac{1 - \sin^2(\alpha_1 + \delta_*)}{1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (1-33)$$

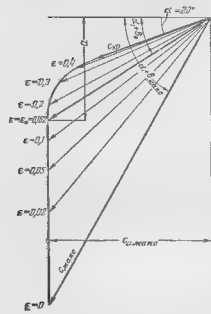
Когда отношение давлений очень мало ($\varepsilon \rightarrow 0$), скорость истечения и угол отклонения потока стремятся к максимальной величине

$$c_{1\max} = \sqrt{\frac{2kg}{k-1} p_0^* v_0^*} \quad (1-34)$$

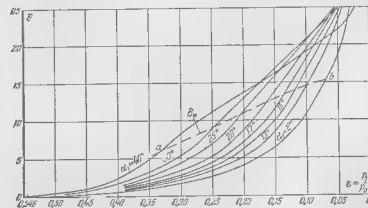
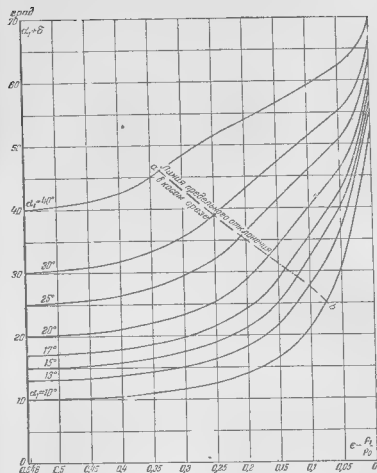
$$\sin(\alpha_1 + \delta_{\max}) = \sin(\alpha_1 + \delta_*) \quad (1-35)$$

Годограф скоростей при отклонении потока в косом срезе и за его пределами для перегретого пара ($k=1,3$) дан на фиг. 1-25.

На фиг. 1-26 представлена зависимость угла отклонения потока в косом срезе от отношения давлений и угла наклона сопел или лопаток, построенная для перегретого пара ($k=1,3$). Линия ab определяет наибольший угол отклонения потока, возможный в пределах косого среза, и таким образом, отделяет зону, соответствующую отклонению потока в косом срезе от зоны отклонения потока за его пределами.

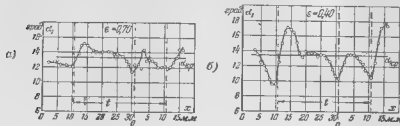


Фиг. 1-25. Годограф скоростей при отклонении потока в косом срезе и за его пределами.



Фиг. 1-26. График для определения угла отклонения потока в косом срезе и за его пределами ($k=1,3$).

Как видно из графика, угол отклонения потока при расширении в пределах косого среза тем больше, чем больше выходной угол (для практически встречающихся выходных углов сопел и лопаток). Важно отметить, что при отношении дав-

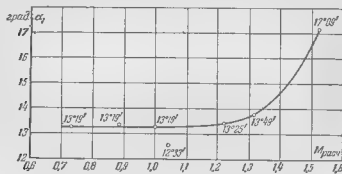


Фиг. 1-27 Распределение местных углов потока по шагу решетчат с суживающимися каналами (по опытам МЭИ)

лений $\varepsilon > 0,4$ угол отклонения потока очень велик, что подтверждается опытами.

Все приведенные выше зависимости относятся в равной мере к соплам и к рабочим лопаткам. В последнем случае

вместо α_1 следует подставлять угол β_2 , а вместо $\varepsilon = \frac{p_1}{p_0}$



Фиг. 1-28 Опытные значения угла отклонения потока в косом срезе для решетчат с суживающимися каналами (по опытам МЭИ)

$\varepsilon = p_2/p_1'$, где p_1' — давление торможения перед рабочими лопатками (в относительном движении).

Как показывают опыты, угол вектора скорости, так же как и другие параметры, не постоянен по шагу. Так, на фиг. 1-27 дано полученное экспериментально распределение углов по шагу суживающихся сопел при отношении давлений $\varepsilon = 0,7$ (фиг. 1-27, а) и $\varepsilon = 0,4$ (фиг. 1-27, б). При практических

расчетах приходится вводить понятие усредненного по шагу угла потока.

На фиг. 1-28 приведены опытные значения угла отклонения потока при расширении в косом срезе суживающихся сопел, которые хорошо совпадают с расчетами по формуле (1-27). Опытные точки представляют собой значения углов потока, усредненные в пределах шага по уравнению количества движения. Как видно (это подтверждается экспериментами других авторов), для расчета отклонения потока в косом срезе можно пользоваться теоретическими зависимостями, выведенными для случая истечения без потерь.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАБОТА СТУПЕНИ ПРИ НЕРАСЧЕТНОМ РЕЖИМЕ

Изменение режима работы турбины приводит к тому, что отдельные ее ступени находятся в нерасчетных условиях. В общем случае могут меняться параметры пара как перед, так и за ступенью, расход пара и число оборотов.¹ Это вызывает изменение мощности ступени, к. п. д. и реакции, осевого усилия и других характеристик. Знание этих величин при новом режиме работы необходимо для оценки надежности и экономичности турбины.

В зависимости от заданных условий нового режима работы и желаемой точности расчет следует вести различными методами. Так, могут применяться методы детального расчета ступени при заданных начальных или конечных параметрах пара, а также приближенные и оценочные способы определения степени реакции, к. п. д. ступени, отдельных потерь и т. п.

2-1 ПОТЕРИ, СВЯЗАННЫЕ С ИЗМЕНЕНИЕМ НАПРАВЛЕНИЯ ПОТОКА ПРИ ВХОДЕ НА РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

При изменении теплоперепада на ступень h_0 или при изменении числа оборотов ротора турбины n меняется u/c_1 — отношение окружной скорости к скорости истечения пара из сопел.

В этом случае, как видно из входного треугольника скоростей (фиг. 2-3), угол β_1 направления относительной скорости w_1 входа пара на лопатки не равен входному конструктивному углу лопаток β_l .

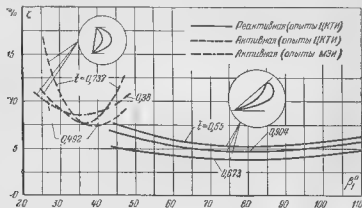
Изменение угла входа потока меняет характер обтекания лопаточной решетки, а следовательно, и величину потерь. На

¹ Изменение числа оборотов рассматривается в гл. 4

фиг. 2-1 показан случай такого обтекания решетки, когда угол входа меньше конструктивного угла входной кромки. Такое направление потока приводит к увеличению неравномерности поля скоростей и давлений в канале, к изменению толщины и структуры пограничного слоя и в некоторых случаях к отрыву и возникновению вихревой зоны на спинке профиля. Потери при этом, естественно, увеличиваются.

Фиг. 2-1. Схема обтекания входных кромок рабочих лопаток при нерасчетных условиях

При изменении угла входа меняются профильные и кромочные потери. Для некоторых решеток обнаруживается и изменение угла выхода потока (за решеткой). Опыт показывает также, что при $\beta'_1 \neq \beta_1$ изменяются и концевые потери, так как происходит перераспределение давлений в канале (меняется поперечный градиент давлений) и меняется структура пограничного слоя. Если угол натекания потока β'_1 больше



Фиг. 2-2. Зависимость коэффициента потерь ζ от угла входа потока для активной и реактивной решеток (опыты ЦКТИ и МЭИ)

конструктивного угла β_1 , то неравномерность поля скоростей и давлений уменьшается, а отрыв чаще всего располагается на вогнутой части профиля, т. е. в зоне относительно небольших скоростей. Отсюда следует, что при $\beta'_1 < \beta_1$ (так называемый «удар» в вогнутую часть) потери больше, чем при $\beta'_1 > \beta_1$ («удар» в спинку профиля). Это подтверждается статистическими продувками решеток. Так, на фиг. 2-2 пунктирные

кривые построены по результатам опытов с активными лопатками [Л. 6]. По оси абсцисс отложен угол входа β'_1 , а по оси ординат — коэффициент потерь. Из графика видно, что левая ветвь кривых, отвечающая малым углам входа, поднимается круче, чем правая.

Влияние угла входа на величину потерь зависит от ряда факторов, формы и размеров входных кромок лопаток и выходных кромок, сопл, осевого зазора, величины перекрыши и т. п. Толстые и скрученные, входные кромки, применяемые в реактивных лопатках, менее чувствительны к изменению угла входа. Это подтверждается, например, сплошными кривыми на фиг. 2-2, где приведены результаты статических продувок реактивных решеток. Из графика видно, что коэффициент скорости держится почти постоянным в широком диапазоне изменения угла входа.

Увеличение осевого зазора между соплами и лопатками также уменьшает потери при входе.

Влияние всех этих факторов может быть практически учтено только экспериментально. Надежные опытные данные могут быть получены на экспериментальной турбине большой мощности с высокой точностью измерений, так как рассматриваемые потери относительно невелики.

В настоящее время отсутствуют надежные опытные данные по широкому классу облопачивания и поэтому потери в решетках при нерасчетных углах входа определяются на основании достаточно грубых допущений. Предположим, как обычно, что в ступени используется не вся скорость w_1 , а только ее составляющая $w_1 \cos \theta$, направленная под углом β_1 .

Из треугольников скоростей можно получить зависимость скорости w_1 от скорости c_1 и конструктивных углов α_1 и β_1 , справедливую для произвольного режима работы ступени

$$w_1 = c_1 \cos(\beta_1 - \alpha_1) - u \cos \beta_1. \quad (2.1)$$

В случае отклонения потока в косом срезе сопл вместо конструктивного угла α_1 в эту формулу следует подставить $\alpha_1 + \delta_1$.

В дальнейшем при расчете ступени будем учитывать потерю, связанную с нерасчетным углом входа отдельно, предполагая, что она пропорциональна кинетической энергии потока, входящего на лопатки.

$$h_{ax} = \zeta_{ax} \frac{A w_1^2}{2g} \quad (2.2)$$

Коэффициент ξ_{ex} зависит не только от угла атаки, но от формы кромки, осевого зазора и пр.

$$\xi_{ex} k \sin 2\theta. \quad (2-3)$$

Коэффициент k для профилей с острой входной кромкой и малым шагом примерно равен $k \approx 1$. Это соответствует полной потере составляющей скорости

$$w_{ex} = w_1 \sin \theta, \quad (2-4)$$

нормальной к входной кромке (фиг. 2-3).

Фиг. 2-3. Треугольники скоростей турбиной ступени при нерасчетном угле входа.

Потери, связанные с изменением направления потока при входе на рабочие лопатки, для обычно встречающихся углов атаки до $(5 \rightarrow 8)^\circ$ невелики. В паровых турбинах положительные углы атаки $(\beta_1 - \beta'_1 > 0)$ большей величины практически не встречаются. Так, например, в ступени с конструктивными углами $\alpha_1 = 14^\circ$ и $\beta_1 = 27^\circ$ увеличение теплоперепада в соплах вдвое меняет угол направления потока на входе в рабочие лопатки всего на $5^\circ 40'$.

При этом выдул малости потери ошибка в расчете ступени будет незначительна.

2-2. РАСЧЕТ СТУПЕНИ ПРИ ЗАДАНЫХ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА

В некоторых случаях расчет переменного режима работы ступени удобно вести от заданных начальных параметров пара. Полагаем, что известны расчетные данные ступени, а при новом режиме заданы начальные параметры пара: давление p_{01} , температура t_{01} (или степень сухости x_{01}), скорость подхода пара к соплам c_{01} , а также расход G_1 .

Расчет ведем по is -диаграмме с помощью сетки расходов (приложение 2).

Предполагаем, что новый расход пара G_1 не является критическим, т. е. ни в соплах, ни в лопатках не возникает критической скорости.

По известным для сопел расчетным величинам параметрам торможения p'_0 , t'_0 , давлению за соплами p_1 и расходу G , а также новым значениям p_{01} , t_{01} и G_1 находим, пользуясь сеткой расходов, новое давление за соплами p_{11} .

В большинстве случаев можно пренебречь влиянием начальной скорости и вместо параметров торможения при расчете сопел рассматривать начальные параметры пара. Обычно влияние начальной скорости оказывается существенным только в последних ступенях конденсационных турбин.

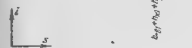
Указанным способом давление за соплами p_{11} однозначно не определяется, если расход пара G_1 в новом режиме равен критическому, т. е. если

$$\frac{G_1}{G_{cr}} = \frac{p'_0}{p_0}, \quad (2-5)$$

где G_{cr} — критический для сопел расход пара при расчетном режиме.

В этом случае расчет проводится другим методом (см. § 2-3). Определив давление за соплами p_{11} и по is -диаграмме (фиг. 2-4) — теплоперепад в соплах h_{0c1} , вычисляем скорость истечения

$$c_{11} = 91,5 \varphi \sqrt{h_{0c1} + \left(\frac{c_{01}}{91,5}\right)^2} \quad (2-6)$$



Фиг. 2-4. К расчету ступени при заданных начальных параметрах.



Фиг. 2-5. Треугольники скоростей к примеру 2.1

и потерю в соплах

$$h_{c1} = \left(\frac{c_{11}}{91,5}\right)^2 \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right). \quad (2-7)$$

Считаем, что коэффициент скорости φ сохраняет расчетное значение.

По входному треугольнику скоростей (фиг. 2-5) или по формулам определяем используемую относительную скорость входа пара на лопатки w_{11} и угол атаки θ

$$\theta = \beta_1 - \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - w_1/c_{11}}, \quad (2-8)$$

$$w_{11} = c_{11} \cos(\beta_1 - \alpha_1) - u \cos \beta_1. \quad (2-9)$$

Далее вычисляем потерю при входе на рабочие лопатки по формуле (2-2) и откладываем ее от точки D на is -диаграмме (фиг. 2-4). Тогда точка E будет соответствовать состоянию пара (p_{11} , t_{11}) во входном сечении рабочих лопаток¹. Параметры торможения (в относительном движении) p'_{11} и t'_{11} потока пара, входящего в каналы рабочих лопаток, определяются по is -диаграмме точкой F , где FE соответствует кинетической энергии $\frac{A w_{11}^2}{2g}$.

Затем аналогично тому, как определялось давление за соплами, находится давление пара за лопатками, т. е. за ступенью.

В этом случае опять пользуемся сеткой расходов. Известными величинами являются параметры торможения как при расчетном p'_{11} , t'_{11} , так и при нерасчетном p'_{11} , t'_{11} режимах, расходы пара G и G_1 и расчетное давление за ступенью p_2 . Как и для сопел, давление p_{21} не может быть определено этим способом, если расход пара G_1 через каналы рабочих лопаток в новом режиме равен критическому, т. е. если

$$\frac{G_1}{G_{1,c}} = \frac{p_{11}}{p_1}, \quad (2-10)$$

где $G_{1,c}$ — критический для рабочих лопаток расход пара при расчетном режиме.

В этом случае расчет производится другим методом (см. § 2-3). Определив давление p_{21} и по is -диаграмме теплоперепад $h_{0,21}$, строим выходной треугольник скоростей (фиг. 2-5) и находим потерю в лопатках

$$h_{л1} = (1 - \psi^2) \left[h_{0,21} + \left(\frac{w_{11}}{5} \right)^2 \right]. \quad (2-11)$$

¹ Такой прием является в известной мере условным, так как при изменении направления потока на входе (взгляды) меняются профильные потери в решетке, т. е. происходит перераспределение параметров течения и локальных потерь по всему межлопаточному каналу и за решеткой. Поэтому более правильным был бы другой прием оценки рассматриваемых потерь путем введения опытной поправки к коэффициенту скорости ψ , зависящий от β_1 .

В этом случае величина $h_{л1}$ включала бы потерю $h_{л,л1}$, которую следовало бы складывать от точки H (фиг. 2-4). Однако в связи с отсутствием необходимых опытных данных для широкого класса профилей, применяемых в современном турбостроении, применяется иной прием, используемый обычно в тепловых расчетах.

где коэффициент скорости ψ обычно принимается равным расчетному. Потеря с выходной скоростью равна

$$h_{в1} = \left(\frac{c_{21}}{91,5} \right)^2 \quad (2-12)$$

Потери на трение и вентиляцию, утечку и от влажности могут быть выражены через известные потери при расчетном режиме

$$h_{тр1} - h_{тр0} \frac{G v_2}{G_1 v_{21}} \approx h_{тр0} \frac{p_{21}}{p_2} \frac{G}{G_1}, \quad (2-13)$$

$$h_{у1} = h_{у0} \frac{h_{0,21}}{h_{0,20}} \frac{\eta_{0,21}}{\eta_{0,20}}, \quad (2-14)$$

$$h_{л1} - h_{л0} \frac{1 - x_{11}}{1 - x_1} \frac{h_{0,21}}{h_{0,20}} \frac{\eta_{0,21}}{\eta_{0,20}} \quad (2-15)$$

С учетом всех этих потерь строим процесс в is -диаграмме и находим использованный теплоперепад ступени h_{11} , мощность N_{11} , к. п. д. $\eta_{0,11}$, параметры пара перед следующей ступенью и степень реакции

$$p_1 = \frac{h_{0,21}}{h_{0,1}}. \quad (2-16)$$

Определяемая таким образом реакция ступени не является действительной реакцией, так как подсчитывается без учета утечки и подсоса пара (см. § 2-4). Однако для большинства ступеней уточнение степени реакции не вызывает существенного изменения N_1 и $\eta_{0,1}$, а необходимо лишь при годичете осевых усилий. Изменение степени реакции сказывается главным образом на пересечении пара в зазор между диафрагмой и диском и поверх бандажа. Обычно эти пересечения в общем балансе потерь активной ступени пренебрежимо малы. Влияние изменения степени реакции на утечку в диафрагменном уплотнении незначительно и его можно не учитывать при расчетах. Отметим, что описанный здесь метод не требует последовательных приближений в отличие от распространенного в литературе метода проф. А. И. Приббе (см., например [Л. 9]).

Пример 2-1.

Расчетом описанным выше способом первую нерегулируемую ступень турбины ВР 25 (см. приложение 3, где дан расчет турбины при номинальной нагрузке) при половинном пропуске пара $G_1 = 51,4$ кг/сек. Известны параметры пара в камере регулирующей ступени $p_{01} = 44,3$ атм, $t_{01} = 430^\circ \text{C}$.

На номинальном режиме, а тем более при уменьшенном пропуске пара скорости в этой ступени будут докритическими и поэтому можно применить метод расчета ступени от заданных начальных параметров пара.

Сначала по таблице (приложение 3) находим относительный пропуск пара и критический расход через сопла при расчетном режиме по известному отношению давлений ϵ_1

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{61,8}{72,0} = 0,856$$

$$\alpha_1 = 0,726,$$

$$G_{0c} = G_1 \alpha_1 = 102,8 \cdot 0,726 = 141,6 \text{ кг/сек.}$$

Критический расход пара при новом режиме будет равен

$$G_{0c1} = G_{0c} \frac{p_{01}}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} = 141,6 \cdot \frac{44,3}{72,0} \sqrt{\frac{747}{703}} = 89,8 \text{ кг/сек}$$

и, следовательно, относительный пропуск пара при новом режиме $\alpha_{11} = \frac{G_1}{G_{0c1}} = \frac{51,4}{89,8} = 0,722$

Это соответствует отношению давлений ϵ_{11}

$$\epsilon_{11} = \frac{p_{11}}{p_{01}} = 0,918 \text{ и давлению за соплами } p_{11}$$

$$= \epsilon_{11} p_{01} = 0,918 \cdot 44,3 = 40,6 \text{ атм.}$$

По i -диаграмме (фиг. 2-6) определяем располагаемый теплоперепад в соплах $h_{0c1} = 6,5 \text{ ккал/кг}$, скорость истечения $c_{11} = 223 \text{ м/сек}$ и потерю в соплах $h_{c1} = 0,57 \text{ ккал/кг}$.

Далее строим входной круговыйник (фиг. 2-5) и определяем угол $\theta = 8^\circ$, скорость $w_{11} = 87 \text{ м/сек}$ и потерю при входе на лопатки $h_{ex} =$

$-0,02 \text{ ккал/кг}$. По i -диаграмме находим параметры торможения в относительном движении (фиг. 2-6) $p'_{11} = 41,1 \text{ атм}$, $t'_{11} = 420^\circ \text{С}$.

Дальнейший расчет идет таким же путем как и для сопел. Для расчетного режима можно определить

$$p'_1 = 64,3 \text{ атм}, t'_1 = 458^\circ \text{С},$$

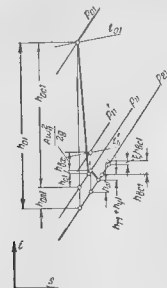
$$\epsilon_2 = \frac{p_2}{p'_1} = 0,958, \alpha_2 = 0,420, G_{0,4} = 245 \text{ кг/сек}$$

Соответственно для нового режима находим

$$G_{0,41} = 161 \text{ кг/сек}, \alpha_{21} = 0,280, \epsilon_{21} = 0,976 \text{ и новое давление за ступенью } p_{21} = 40,1 \text{ атм.}$$

Располагаемый теплоперепад в рабочих лопатках $h_{л,11} = 0,9 \text{ ккал/кг}$ (фиг. 2-6). Строим входной треугольник скоростей и определяем $w_{21} = 107,5 \text{ м/сек}$ и $c_{21} = 66 \text{ м/сек}$.

Далее подсчитываем потери $h_{A1} = 0,47 \text{ ккал/кг}$, $h_{ex1} = 0,52 \text{ ккал/кг}$, $h_{c1} = 0,14 \text{ ккал/кг}$, $h_{y1} = 0,06 \text{ ккал/кг}$ и к. п. д. $\eta_{0,41} = 0,811$ и $\eta_{0,41} = 0,783$ к. п. д. подсчитывается при условии использования в последующей ступени осевой составляющей выходной скорости c_{21} . Внутренняя мощность ступени $N_{11} = 1210 \text{ кет}$. Степень реакции ступени $p_1 = 0,122$.



Фиг. 2-6. К примеру 2-1

2-3. РАСЧЕТ СТУПЕНИ ПРИ ЗАДАНЫХ КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА

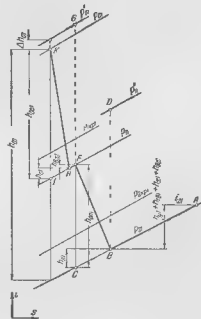
При расчете турбины в измененных условиях работы в большинстве случаев бывает известно давление за ступенью p_{21} и расход пара G_1 . Тогда расчет удобнее вести от состояния пара за ступенью. Такие случаи могут встретиться, когда исследуется процесс в последних ступенях турбин (изменение давления в конденсаторе, изменение давления в отборе, изменение расхода пара), а также когда производится проверка ступеней предшествующих удаленным элементам проточной части и т. п. Этим же способом иногда удобно пользоваться при детальном расчете перемещенного режима всей турбины.

Расчет проводится с помощью i -диаграммы и основан на последовательном применении уравнения неразрывности к выходным сечениям сопел и лопаток. Предполагаем при этом известными все расчетные характеристики ступени.

Имея заданным расход пара G_1 и давление за ступенью p_{21} , прежде всего следует определять второй параметр (теплосодержание i_{21} или для перегретого пара температуру t_{21} , а для влажного steam сухости x_{21}), характеризующий состояние пара за ступенью.

Состояние пара за ступенью определяется точкой А (фиг. 2-7). Положение точки А можно найти, оценив к. п. д. данной ступени или группы ступеней.

Сначала оцениваем сумму потерь на трение, вентиляцию, от утечки и от влажности $h_{m,1} + h_{y1} + h_{x1}$. Следует отметить, что точность оценки может быть не слишком большой, так как конечная точка процесса определена ориентировочно, а величину этих потерь, необходимую для определения внутренней мощности ступени, придется позднее уточнять.



Фиг. 2-7. К расчету ступени при заданных конечных параметрах пара.

Указанные потери можно приближенно оценить по формулам:

$$\left. \begin{aligned} h_{\text{мв}1} &\approx h_{\text{мв}} \frac{G}{G_1} \frac{p_{21}}{p_2}, \\ h_{y1} &\approx h_y \frac{h_{01}}{h_0}, \\ h_{x1} &\approx h_x \frac{h_{01}}{h_0} \frac{1-x_{21}}{1-x_2}. \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

Далее предварительно оцениваем потерю с выходной скоростью $h_{\text{в}1}$ и находим точку В, характеризующую состояние пара непосредственно за рабочими лопатками. Если предположить пока, что нет расширения пара в косом срезе лопаток, то число M_2 (отношение теоретической скорости выхода из лопаток к местной скорости звука) можно записать в виде

$$\tilde{M}_2 = \frac{w_{21}}{a_{21}} = \frac{G_1 v_{21}}{\sqrt{k g p_{21}} F_2} = \frac{G_1}{F_2 \mu_2 \sqrt{k g} \frac{p_{21}}{v_{21}}}, \quad (2.18)$$

где F_2 — площадь выходного сечения рабочих лопаток

Понятно, что должно соблюдаться условие $\tilde{M}_2 \leq 1$. В формуле (2.18) удельный объем пара v_{21} с достаточной точностью можно взять в точке В, а не в точке С, т. е. пренебрегая изменением удельного объема из за потерь в лопатках. Если окажется, что $\tilde{M}_2 > 1$, то значит, имеет место отклонение в косом срезе рабочих лопаток. Следовательно, давление в горле лопаток $p_{2\kappa p1}$ больше давления за ступенью p_{21} . В этом случае давление $p_{2\kappa p1}$ должно быть найдено так, чтобы число $\tilde{M}_2$ в горле лопаток равнялось единице

$$\tilde{M}_2 = \frac{G_1}{F_2 \mu_2 \sqrt{k g} \frac{p_{2\kappa p1}}{v_{2\kappa p1}}} = 1. \quad (2.19)$$

Обычно рекомендуется (см., например, [Л 9, 42]) давление в горле лопаток находить подбором, однако для этого можно предложить простую формулу, выведенную из условия (2.19) и уравнения изоэнтропы $p_{2\kappa p1} v_{2\kappa p1}^k = p_{21} v_{21}^k$

$$p_{2\kappa p1} = p_{21} \left[\frac{G_1}{F_2 \mu_2 \sqrt{k g} \frac{v_{21}^{2k}}{v_{2\kappa p1}^{2k}}} \right]^{\frac{1}{k+1}},$$

или, если учесть определенную выше величину $\tilde{M}_2$, по формуле (2.18) получим.

$$p_{2\kappa p1} = p_{21} \tilde{M}_2^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (2.20)$$

Таким образом, если $\tilde{M}_2 \leq 1$, то давление в горле лопаток равно давлению p_{21} , в противном случае давление пара в горле лопаток определяется по формуле (2.20)

Для случая $\tilde{M}_2 > 1$ отношение давления за лопатками к давлению торможения (в относительном движении) перед лопатками будет равно

$$\epsilon_{21} \cdot \frac{p_{21}}{p_{11}} = \frac{p_{2\kappa p1}}{p_{11}} \frac{p_{21}}{p_{2\kappa p1}} = \epsilon_{\kappa p} \tilde{M}_2^{\frac{2k}{k+1}} \quad (2.21)$$

Далее необходимо найти относительную скорость выхода пара из рабочих лопаток w_{21} . Ее можно определить с помощью is -диаграммы (фиг. 2-7)

$$w_{21} = 91,5 \sqrt{h'_{0a}}, \quad (2.22)$$

где h'_{0a} — соответствует отрезку DB , т. е. теплоперепаду между давлениями p'_{11} и p_{21} .

Угол отклонения потока пара в косом срезе рабочих лопаток (или за его пределами), необходимый для построения выходного треугольника скоростей, определяется по графику фиг. 1-26 или по формулам (1-27) или (1-33) в зависимости от отношения давлений $\epsilon_{21} \cdot p_{21}/p_{11}$

В случае докритического режима в лопатках ($\tilde{M}_2 < 1$) относительная скорость выхода находится из уравнения неразрывности

$$w_{21} \cdot \psi = \frac{G_1 v_{21}}{\mu_2 F_2}. \quad (2.23)$$

Далее расчет процесса в рабочих лопатках ведется одинаково как для докритического, так и для критического истечения

¹ Отметим, что число $\tilde{M}_2$ в формуле (2.20) и далее в формуле (2.21) является фиктивным числом $\tilde{M}$, так как подсчитывается по отношению скоростей в разных сечениях: скорости w_{21} в минимальном сечении каналов площадью F_2 и скорости звука в среде с параметрами p_{21} и v_{21} за лопаточной решеткой — параметрами μ_{21} , чем в минимальном сечении, в связи с расширением в косом срезе. Это замечание относится и к величине $\tilde{M}_1$ в формулах (2.26) и (2.23)

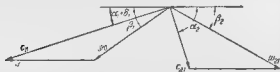
Строится выходной треугольник скоростей (фиг. 2-8), уточняется потеря с выходной скоростью и положение точки В. После этого следовало бы уточнить значение скорости w_{21} . Надо, однако, заметить, что в подавляющем большинстве случаев можно этого не делать ввиду того, что поправка в определении удельного объема не превышает точности расчета.

Потеря в лопатках определяется как обычно

$$h_{a1} = \left(\frac{w_{21}}{91,5} \right)^2 \left(\frac{1}{\xi^2} - 1 \right). \quad (2-24)$$

Изоэнтропический теплоперепад в лопатках равен

$$h_{0,a1} = \left(\frac{w_{21}}{91,5} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{w_{21}}{w_{21}} \right)^2 \right] + h_{a1}. \quad (2-25)$$



Фиг. 2-8. Треугольники скоростей к примеру 2-2

В этой формуле неизвестной пока является также относительная скорость входа пара на лопатки w_{11} . Поэтому величину $h_{0,a1}$ приходится определять методом последовательных приближений. В первом приближении целесообразно принимать отношение скоростей входа и выхода в рабочих лопатках таким же, как при расчетном режиме.

$$\frac{w_{11}}{w_{21}} = \frac{w_1}{w_2}$$

Отметим, что величина давления в горле лопаток, подчитанная по формуле (2-20) при $\tilde{M}_2 > 1$, дальнейших уточнений не требует.

Откладывая вниз по изоэнтропе от точки В (фиг. 2-7) потерю в лопатках h_{a1} определяем на изобаре p_{21} точку С. Откладывая от этой точки вверх по изоэнтропе величину изоэнтропического перепада в лопатках $h_{0,a1}$, находим точку F, характеризующую состояние пара в входном сечении лопаток.

Аналогично тому, как это было сделано при расчете рабочих лопаток, предположим пока, что нет расширения в косом срезе сопел. Тогда число M_1 равно

$$\tilde{M}_1 = \frac{c_{11}}{a_{11}} = \frac{G_1 w_{11}}{F_1 \mu_1} = \frac{G_1}{F_1 a_1 \sqrt{k g p_{11} v_{11}}}. \quad (2-26)$$

Если $\tilde{M}_1 \leq 1$ (рассматриваем суживающиеся сопла), то отклонения в косом срезе сопел действительно нет. В формуле (2-26) удельный объем пара v_{11} можно взять в точке F, т. е. без учета изменения удельного объема пара из-за потерь при входе на лопатки и в соплах.

Если $\tilde{M}_1 > 1$, то давление в горле сопел равно критическому давлению и [по аналогии с формулой (2-20)] найдется так:

$$p_{1k,p1} = p_{11} \tilde{M}_1^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (2-27)$$

Отклонение в косом срезе сопел найдется по формулам (1-27) или (1-33) или графикам фиг. 1-26 по отношению давлений

$$\epsilon_{11} = p_{11} / p_{01} = \epsilon_{kp} \tilde{M}_1^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (2-28)$$

Скорость истечения пара из сопел можно определить по i -s-диаграмме (фиг. 2-7)

$$c_{11} = 91,5 \varphi \sqrt{h'_{0c1}}, \quad (2-29)$$

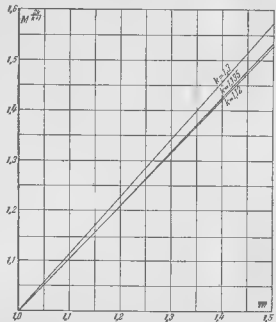
где

$$h'_{0c1} = h_{0c1} + \Delta h_{01} \quad (2-30)$$

Если отклонения в косом срезе сопел нет ($\tilde{M}_1 \leq 1$), то скорость найдется из уравнения неразрывности

$$c_{11} = \varphi \frac{G_1 v_{11}}{\mu_1 F_1}.$$

Далее строим входной треугольник скоростей (фиг. 2-8) учитывая (при $\tilde{M}_1 > 1$) отклонение в косом срезе сопел, и определяем относительную скорость w_{11} , направленную под входным углом лопаток β_1 . Эту же величину можно найти по фор-



Фиг. 2-9 Вспомогательный график для определения давления в минимальном сечении канала при сверхкритических скоростях.

муле (21). Теперь необходимо уточнить полученную ранее величину теплоперепада в лопатках:

$$h_{0cl} = \left(\frac{w_{21}}{91,5} \right)^2 + h_{ex} - \left(\frac{w_{u1}}{91,5} \right)^2. \quad (2-31)$$

По формуле (2-2) определяем потерю при входе пара на лопатки.

Уточняем положение точки, характеризующей состояние пара на выходе из сопел (точка H), учитывая новое значение h_{0cl} и потерю при входе на лопатки h_{ax} . Используя значение параметров пара в точке H , уточняем расчет сопел, вновь определяем скорость c_{11} и угол отклонения δ_1 . Третьего приближения, как правило, не требуется. Находим потерю в соплах:

$$h_{c1} = \left(\frac{c_{u1}}{91,5} \right)^2 / \left(\frac{1}{\xi^2} - 1 \right). \quad (2-32)$$

Для того чтобы определить состояние пара перед соплами и степень реакции ступени, необходимо оценить кинетическую энергию входа пара в сопла Δh_{0l} (уточнение этой величины можно произвести после детального расчета предыдущей ступени).

Отложив потерю в соплах h_{c1} на изобаре p_{11} определим точку I на изэнтропе, проведенной через нсе—точку K , где отрезок KI соответствует располагаемому теплоперепаду в соплах

$$h_{0c1} - h_{0cl} = \Delta h_{0l}.$$

Уточняем величину потерь на трение, вентиляцию, от влажности и утечки пара и подсчитываем к. п. д. ступени (см. § 2-5):

$$\eta_{0cl} = \frac{\Delta h_{0l} + h_{0cl} + h_{0cl} - h_{c1} - h_{ax1} - h_{a1} - h_{ec1}}{E_{0l}}, \quad (2-33)$$

$$\eta_{0cl} = \frac{\Delta h_{0l} + h_{0cl} + h_{0cl} - h_{c1} - h_{ec1} - h_{ax1} - h_{a1} - h_{ec1} - h_{m0l} - h_{y1} - h_{a1}}{E_{0l}}, \quad (2-33a)$$

где располагаемая энергия ступени равна

$$E_{0l} = \Delta h_{0l} + h_{0cl} + h_{0cl} - h_{c1} - h_{ax1}. \quad (2-34)$$

Коэффициент ξ_{ec1} показывает долю кинетической энергии выходной скорости, используемой в последующей ступени.

Внутренняя мощность ступени будет равна

$$N_{11} = 4,19 G_1 E_{0l} \eta_{0cl} \quad (2-35)$$

Таблица 2-1

Расчет последней ступени турбины АК-4 на максимальный пропуск пара

№	Название величины	Обозначение	Размерность	Способ определения, № формулы	Первое приближение	Второе приближение
1	Расход пара	G_1	кг/сек	Задано	(1) 4,21	
2	Давление пара за ступенью	p_{01}	атм	"	(2) 0,601	
3	Температура пара за ступенью	t_{01}	град	"	(3) 572,0	
4	Потери от трения утечки и от влажности	$h_{m1} + h_{y1} + h_{a1}$	ккал/кг	(2-17)	(4) 2,0	(32) 1,85
5	Потери с выходной скоростью	h_{ac1}	ккал/кг	$A_{01}^2 / 2g$	(5) 2,9	(9) 2,87
6	Увеличенный объем пара за лопатками	v_{01}	м³/кг	По таблицам	(6) 22,8	
7	Число M для лопаток	M_{01}	—	(2-18)	(7) 0,861	
8	Относительная скорость выхода пара из лопаток при условии $M_0 > 1$	w_{01}	м/сек	(2-23)	(8) 228	
9	Потери в лопатках	h_{0cl}	ккал/кг	(2-24)	(10) 2,48	
10	Располагаемый теплоперепад в лопатках	h_{0l1}	ккал/кг	(2-25), (2-31)	(11) 9,91	(22) 6,8
11	Давление пара на сопла	p_{11}	атм	По изэнтропам	(12) 0,681	(23) 0,673
12	Увеличенный объем пара на соплах	v_{11}	м³/кг	По таблицам	(13) 17,0	
13	Число M для сопел	M_{11}	—	(2-26)	(14) 1,114	
14	Давление в горле сопла	p_{1kr1}	атм	(2-27)	(15) 0,659	
15	Давление торможения перед соплами	p_{01}	атм	$p_{01} = p_{1kr1} / \xi_{kr1}$	(16) 0,136	
16	Полный теплоперепад в соплах	h_{0c1}	ккал/кг	По изэнтропам	(17) 20,9	(24) 24,0
17	Скорость выхода пара из сопел	c_{11}	м/сек	(2-29)	(18) 406	(25) 434
18	Угол отклонения в соплах	δ_{11}	град	(1-27)	(19) 0,5	(26) 1,0
19	Исправляющий коэффициент скорости входа пара на лопатки	w_{11}	м/сек	(2-30)	(21) 218	(27) 237
20	Потери при входе на рабочие лопатки	h_{0cl}	ккал/кг	(2-32)	(22) 0	(28) 0
21	Потери в соплах	h_{c1}	ккал/кг	(2-33)	(29) 1,42	
22	Располагаемая энергия в ступени	E_{01}	ккал/кг	(2-34)	(31) 30,8	
23	К. п. д. на лопатках ступени	η_{0l1}	—	(2-35)	(31) 0,778	
24	Внутренний к. п. д. ступени	η_{01}	—	(2-33a)	(33) 0,705	
25	Внутренняя мощность ступени	N_{11}	квт	(2-35)	(34) 390	
26	Давление пара перед соплами	p_{01}	атм	По изэнтропам	(35) 0,144	
27	Степень сухости пара перед соплами	x_{01}	—	То же	(36) 0,95	
28	Теплоемкость пара перед ступенью	t_{01}	ккал/кг	"	(37) 592,78	
29	Степень реакции	r_1	—	(2-36)	(38) 0,197	

Степень реакции ступени определяется по формуле

$$p_1 = \frac{h_{1,1}}{h_{0,1} + h_{1,1}}, \quad (2-36)$$

для расчета осевого усилия ее следует уточнить, учитывая возможные утечки или подсос (см. § 2-4)

Пример 2-2.

Произведем расчет последней ступени конденсационной турбины АК 4 (см. приложение 4) на максимальный пропуск пара $G = 0,8 = 4,21 \text{ кг/сек}$

Считаем также заданными давление пара за ступенью $p_{21} = 0,06 \text{ атм}$ и конечное теплосодержание $h_{21} = 572,0 \text{ ккал/кг}$

Расчет выполнен по описанной в этом параграфе методике и сведен в табл. 2-1. Последовательность операций расчета указана в таблице цифрами в скобках. Некоторые величины, как следует из таблицы, приходится определять повторным приближением.

Отметим, что в данном примере критические скорости имеют место только в соплах.

Процесс в ступени показан на фиг. 2-10, а соответствующие треугольники скоростей — на фиг. 2-8.

2-4. СТЕПЕНЬ РЕАКЦИИ СТУПЕНИ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Как видно из расчетов (§§ 2-2, 2-3), с изменением режима работы ступени реакция не остается постоянной. Правильное определение степени реакции турбинной ступени необходимо для расчета осевого усилия в турбине, расчета на прочность рабочих лопаток, вычисления к. п. д. и т. п. Для нас наибольший интерес представляет изменение степени реакции при работе ступени в нерасчетных условиях, т. е. при изменении характеристик $x = \frac{u}{c_\phi}$, геометрических размеров (площади проходных сечений сопел и лопаток) и зазоров в ступени

1. Зависимость степени реакции p от характеристики $x = \frac{u}{c_\phi}$ и отношения

$$\text{давлений } z = \frac{p_2}{p_0}$$

Рассмотрим сначала работу ступени, имеющую столь малые относительные площади зазоров, что утечками или подсосами пара через них можно пренебречь. При изменении

режима работы¹ ступени будем считать, как обычно, что в рабочих лопатках может полезно использоваться только составляющая относительной скорости, направленная под конструктивным углом входа на лопатки β_1 (см. § 2-1)

Запишем уравнение неразрывности для выходного сечения сопел F_1 и рабочих лопаток F_2 при расчетном режиме

$$\begin{matrix} F_1 = \\ F_2 = \end{matrix} \begin{bmatrix} \rho_1 & v_1 & w_{21} \\ \rho_1 & v_2 & c_{11} \end{bmatrix}_0$$

и нерасчетном режиме

$$\begin{matrix} F_1 = \\ F_2 = \end{matrix} \begin{bmatrix} \rho_2 & v_1 & w_{21} \\ \rho_2 & v_2 & c_{11} \end{bmatrix}.$$

Здесь и в дальнейшем индексом 0 обозначаем расчетный режим. Из этих уравнений, приняв в первом приближении

$$\begin{bmatrix} v_1 & v_2 \\ v_2 & v_1 \end{bmatrix}_0 = \begin{bmatrix} v_1 & v_2 \\ v_2 & v_1 \end{bmatrix}, \quad (2-37)$$

получим.

$$\begin{bmatrix} w_{21} \\ c_{11} \end{bmatrix}_0 = \begin{bmatrix} w_{21} \\ c_{11} \end{bmatrix}. \quad (2-38)$$

Теоретическую скорость истечения пара из сопел c_{11} и теоретическую относительную скорость выхода пара с рабочих лопаток w_{21} в ступени со степенью реакции p можно определить по известным формулам.

$$c_{11}^2 = c_\phi^2 (1 - p), \quad w_{21}^2 = w_1^2 + p c_\phi^2, \quad (2-39)$$

где $c_\phi = 91,5 \sqrt{h_0}$ — фактивная скорость, вычисленная по полному теплосодержанию ступени. Относительная скорость w_1 вычисляется по формуле (2-1), которая справедлива для любого режима работы ступени:

$$w_1 = c_1 \cos(\beta_1 - \alpha_1) = u \cos \beta_1. \quad (2-40)$$

Из формул (2-38), (2-39), (2-40) после преобразований получим

$$\begin{aligned} & \frac{1-p}{1-p_0} = \\ & = \frac{\varphi^2 (1-p) \cos^2(\beta_1 - \alpha_1) - 2\varphi x \sqrt{1-p} \cos(\beta_1 - \alpha_1) \cos \beta_1 + x^2 \cos^2 \beta_1 + p}{\varphi^2 (1-p_0) \cos^2(\beta_1 - \alpha_1) - 2\varphi x_0 \sqrt{1-p_0} \cos(\beta_1 - \alpha_1) \cos \beta_1 + x_0^2 \cos^2 \beta_1 + p_0} \end{aligned}$$

¹ В последующих выкладках предполагается, что расширение пара в косм срезе сопел и лопаток отсутствует.

Обозначив $p = p_0 + \Delta p_x$ и $x = x_0 + \Delta x$ и отметив, что в разложении

$$\sqrt{1-p} = \sqrt{1-p_0} \left[1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta p_x}{1-p_0} - \frac{1}{8} \left(\frac{\Delta p_x}{1-p_0} \right)^2 - \dots \right]$$

с большой степенью точности можно ограничиться двумя первыми членами, получим:

$$\frac{\Delta p_x}{1-p_0} = A \frac{\Delta x}{x_0}, \quad (2-41)$$

где

$$A = \frac{1}{\cos^2 \beta_1} + x_0^2 - \frac{\cos(\beta_1 - \alpha_1)}{\cos \beta_1} \sqrt{1-p_0} (x_0 - \Delta x) \quad (2-42)$$

По формулам (2-41) и (2-42) на фиг. 2-11 построен график зависимости $\frac{\Delta p_x}{1-p_0}$ от $\frac{\Delta x}{x_0}$ для различных p_0 в наиболее типичных α_1 , β_1 , x_0 и p_0 , встречающихся в активных турбинах. Важно отметить, что, как следует из графика, указанная зависимость является универсальной, т. е. $\frac{\Delta p_x}{1-p_0}$ для всех ступеней активных турбин зависит практически только от $\frac{\Delta x}{x_0}$. Это позволяет при расчете переменного режима активных турбин с достаточной степенью точности пользоваться этим графиком, не производя кропотливого детального расчета ступени.

Полученная кривая в большом диапазоне изменения $\frac{\Delta x}{x_0}$ достаточно хорошо описывается квадратичной зависимостью

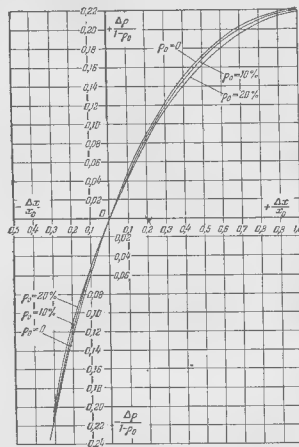
$$\frac{\Delta p_x}{1-p_0} = 0,5 \frac{\Delta x}{x_0} + 0,3 \left(\frac{\Delta x}{x_0} \right)^2 \quad (2-43)$$

Из рассмотрения формулы (2-41) и графика фиг. 2-11 видно, что при небольших изменениях $\frac{\Delta x}{x_0}$ ($-0,1 < \frac{\Delta x}{x_0} < +0,2$) указанная зависимость является примерно линейной, т. е. величина A в формуле (2-41) может быть принята постоянной. Тогда вместо формул (2-41) и (2-42) получим приближенную формулу¹:

$$\frac{\Delta p_x}{1-p_0} = 0,4 \frac{\Delta x}{x_0} \quad (2-44)$$

¹ В. В. Звягинцевым [Л. 10] была предложена аналогичная приближенная формула, однако без учета влияния начальной степени реакции.

С уменьшением $\frac{\Delta x}{x_0}$ в ступени с небольшой степенью реакции, как следует из приведенных выше формул и графика, может возникнуть отрицательная реакция, т. е. давление пара



Фиг. 2-11. Изменение реакции ступени при переменном режиме работы в зависимости от $\frac{\Delta x}{x_0}$.

за рабочими лопатками может стать выше давления пара в зазоре между соплами и лопатками. При таком режиме работы возможно частичное незаполнение потока пара проходных сечений лопаток. Имеющиеся в данной области немногочисленные эксперименты подтверждают возможность возникновения отрицательной реакции, однако, как показано

ниже, в этом случае существенное влияние имеют зазоры в ступени.

Для реактивных турбин, где расчетная степень реакции ступени равна ρ_1 0,5 применяются лопатки с входным углом β_1 , близким или даже равным 90° . Как видно из формулы (2-42) при $\beta_1 : 90^\circ$ величина A , а следовательно, и изменение степени реакции $\Delta\rho$ равны нулю. Для практически встречающихся профилей реактивных ступеней величина A очень мала и можно считать, что степень реакции мало меняется с изменением ϵ_ϕ .

В предыдущем выводе в первом приближении было принято, что отношение удельных объемов пара и коэффициентов расхода остается постоянным [равенство (2-37)]. Коэффициенты расхода в действительности меняются незначительно.

Изменение же отношения удельных объемов учтем следующим способом. Степень реакции ступени может быть представлена через отношения давлений перед ступенью p_0 за соплами p_1 и за ступенью p_2 .

$$\rho = 1 - \frac{h_{1c}}{h_0} = 1 - \frac{A k_1 p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{A k_1 p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

или, раскладывая в ряд

$$\rho = 1 - \frac{1 - \left[1 - \frac{k-1}{k} \frac{p_0 - p_1}{p_0} + \dots \right]}{1 - \left[1 - \frac{k-1}{k} \frac{p_0 - p_2}{p_0} + \dots \right]}$$

и ограничиваясь в разложении только первыми членами, что в конечном результате даст незначительную ошибку, получим

$$\frac{p_1}{p_2} = 1 + \rho \left(\frac{p_1}{p_0} - 1 \right), \quad \text{где } \rho = \frac{p_2}{p_1}. \quad (2-45)$$

Изменение отношения удельных объемов пара можно оценить следующим образом:

$$\frac{\left[\frac{v_1}{v_1} \right]}{\left[\frac{v_0}{v_1} \right]} \approx \frac{\left[\frac{p_1}{p_2} \right]}{\left[\frac{p_1}{p_0} \right]}$$

Определим поправку $\Delta\rho_e$ к изменению степени реакции, уточняющую формулу (2-41), которая, как указывалось выше,

была выведена в предположении равенства (2-37). Эту поправку можно определить, воспользовавшись формулой (2-53), следующим путем

$$\Delta\rho_e = -0,7 \left\{ 1 - \frac{\left[\frac{v_1}{v_1} \right]}{\left[\frac{v_1}{v_1} \right]} \right\} = 0,7 \frac{\rho \left(\frac{1}{\epsilon} - 1 \right) - \rho_0 \left(\frac{1}{\epsilon_0} - 1 \right)}{1 + \rho \left(\frac{1}{\epsilon_0} - 1 \right)} \quad (2-46)$$

Напомним, что ρ_0 есть начальная степень реакции, т. е. степень реакции до изменения режима работы ступени, а ρ — степень реакции после изменения $x = \frac{u}{\epsilon_\phi}$, определенная по формуле (2-41)

Поправка $\Delta\rho_e$ в турбине с постоянным числом оборотов часто бывает невелика, так как с уменьшением теплоперепада на ступень растут и степень реакции $\rho > \rho_0$ и отношение давлений $\epsilon > \epsilon_0$. При увеличении теплоперепада имеет место обратная картина: $\rho < \rho_0$ и $\epsilon < \epsilon_0$. Более существенной эта поправка будет в случае изменения числа оборотов и неизменной степени расширения $\epsilon \approx \epsilon_0$.

Таким образом, степень реакции ступени для нового режима работы определяется следующим путем. Сначала по формулам (2-41) или (2-44) (или же по графику фиг. 2-11) находится новая степень реакции без учета изменения удельных объемов, а затем вводится поправка по формуле (2-46)

2 Изменение степени реакции ρ при изменении отношения площадей $f = \frac{F_1}{F_2}$

Как при изготовлении, так и при ремонте турбин может оказаться, что геометрические размеры сопел и лопаток, а следовательно, и проходные площади в ступени не соответствуют расчетным. Так, например, ремонтируя рабочие лопатки после обрыва бандажного шипа иногда уменьшают их высоту, выправляя выходные кромки, неточно соблюдают расчетный угол зти и подобные случаи, а также запас солями проточной части приводит к отклонению отношения площади сопел к площади лопаток $f = \frac{F_1}{F_2}$ от расчетной величины $f_0 = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)_0$. Это приводит также к изменению степени реакции ступени и как следствие к изменению осевого усилия.

Вывод формулы для определения новой степени реакции в общих чертах аналогичен сделанному выше

В данном случае вместо формулы (2-38), полученной из условий неразрывности при условии постоянства отношения $f = \frac{f_1}{f_2} = \text{const}$, запишем формулу

$$\left[\frac{w_{2l}}{c_{2l}} \right]_0 f = \left[\frac{w_{2l}}{c_{2l}} \right] f_0 \quad (2-47)$$

Обозначим

$$p = p_0 + \Delta p_f, \quad f = f_0 + \Delta f$$

и примем, что

$$f^2 - f_0^2 \approx 2f_0 \Delta f,$$

— такое допущение приводит к очень незначительной ошибке, так как практически $\frac{\Delta f}{f_0} < 0,1$.

Далее, следуя тем же путем, что и при выводе формулы (2-41), но, учитывая постоянство $x = \frac{u}{c_\phi}$, получим формулу

$$\frac{\Delta p_f}{p_0} = B \frac{\Delta f}{f_0} \quad (2-48)$$

где

$$B = \frac{2}{1 + \frac{(1-\varphi)(1-\varphi^2 \cos^2(\beta_1 - \alpha_1)) + \sqrt{1 - p_0 x_0^2 \cos^2 \beta_1 \cos(\beta_1 - \alpha_1)}}{(1-\varphi_0)^2 \cos^2(\beta_1 - \alpha_1) + x_0^2 \cos^2 \beta_1 + p_0} \sqrt{1 - p_0 2\varphi x_0^2 \cos(\beta_1 - \alpha_1) \cos^2 \beta_1} + 2 \frac{\Delta f}{f_0}} \quad (2-49)$$

Для ступеней с небольшой степенью реакции при практически встречающихся значениях α_1 , β_1 , x_0 и φ величина B колеблется в пределах $0,65 \div 0,75$. Влияние члена $2 \frac{\Delta f}{f_0}$ в выражении для B очень незначительно. Произведение $(1 - p_0) B$ слабо зависит от степени реакции и других характеристик ступени активной турбины и может быть, следуя В. В. Звягинцеву [Л. 10], принято равным 0,7. Тогда получим

$$\Delta p_f \approx 0,7 \frac{\Delta f}{f_0} = 0,7 \left(1 - \frac{f}{f_0} \right). \quad (2-50)$$

Этот вывод, как и вывод формулы (2-41), был сделан в предположении равенства (2-37). Поправку, учитывающую несоблюдение условия (2-37), можно найти из формулы (2-46) при постоянном отношении давлений $\epsilon = \epsilon_0 = \text{const}$

$$\Delta p_\epsilon = 0,7 \left(\frac{1}{\epsilon_0} - 1 \right) \Delta p_f \approx 0,7 \left(\frac{1}{\epsilon_0} - 1 \right) \frac{\Delta f}{f_0}. \quad (2-51)$$

Здесь для простоты этой добавочной поправки пренебрегаем по малости вторым членом в знаменателе формулы (2-46)

Складывая поправки по формулам (2-50) и (2-51), получим окончательно выражение для изменения степени реакции в зависимости от отношения площадей и отношения давлений в ступени

$$\Delta p = p - p_0 = k_1 \left(1 - \frac{f}{f_0} \right), \quad \text{где } k_1 \approx \left(0,5 \pm 0,2 \right). \quad (2-52)$$

Если при выводе формулы (2-50) вместо переменного отношения площадей взять переменное отношение удельных объемов пара $\left[\frac{v_2}{v_1} \right] \neq \left[\frac{v_2}{v_1} \right]_0$, то получим формулу

$$\Delta p_\epsilon = 0,7 \left[1 - \left[\frac{v_2}{v_1} \right]_0 \right], \quad (2-53)$$

которая ранее была использована для получения зависимости (2-46).

3. Влияние утечки или подсоса в зазоре на степень реакции ступени

До сих пор реакция ступени находилась без учета возможной утечки или подсоса пара через зазоры. В ряде случаев это может привести к значительной ошибке в определении степени реакции и связанных с ней величин

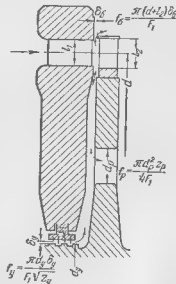
Уточнение степени реакции может быть произведено по приближенным формулам, дающим примерное значение поправок к теоретической степени реакции. Точность определения поправок зависит главным образом от того, насколько точно определены коэффициенты расхода через зазоры, которые берутся по данным эксперимента.

Действительная степень реакции p , подсчитанная с учетом утечки или подсоса, будет равна

$$p = p_m \sum \Delta p, \quad (2-54)$$

где p_m — теоретическая степень реакции, подсчитанная без учета утечки (подсоса) пара, т. е. в случае переменного режима вычисленная по формулам пунктов 1 и 2 этой главы,

Δp — поправки, вызванные утечкой или подсосом через тот или иной зазор



Фиг. 2-12. Схема перетеканий пара в ступени турбины

Рассмотрим различные возможные случаи утечки и подсоса пара и вызванное этим изменение степени реакции (фиг. 2-12).

а) Утечка вверх бандажка

Вначале рассмотрим случай, когда утечка возможна только в зазоре между диафрагмой и бандажем (при этом, естественно, степень реакции положительна).

Тогда расход пара через сопла G_1 равен сумме расходов через лопатки G_2 и через зазор G_6

$$G_1 = G_2 + G_6,$$

или на основании уравнения неразрывности

$$\frac{\mu_1 F_1 c_{1t}}{v_1} = \frac{\mu_2 F_2 w_{2t}}{v_2} + \frac{\mu_6 F_6 c_{6t}}{v_6}, \quad (2-55)$$

где F_1, F_2, F_6 — соответственно площади сопел, лопаток и зазора;

c_{1t}, w_{2t}, c_{6t} — теоретические скорости истечения пара,

v_1, v_2, v_6 — удельные объемы пара в выходных сечениях;

μ_1, μ_2, μ_6 — коэффициенты расхода

Формулу (2-55) представим в ином виде:

$$\frac{\mu_1 F_1' c_{1t}}{v_1} = \frac{\mu_2 F_2 w_{2t}}{v_2},$$

где

$$F_1' = F_1 \left(1 - \frac{\mu_6 F_6}{\mu_1 F_1} \cdot \frac{c_{6t}}{c_{1t}} \cdot \frac{v_1}{v_6} \right).$$

Обозначим $\frac{F_6}{F_1} = f_6$ (относительная площадь зазора), заменим скорости через теплоперепады

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{(1-p)/h_0}, \quad c_{6t} = 91,5 \sqrt{p/h_0}$$

и, пренебрегая разницей между удельными объемами v_1 и v_6 , получим

$$F_1' = F_1 \left(1 - \frac{\mu_6 f_6}{\mu_1} \sqrt{\frac{p}{1-p}} \right). \quad (2-56)$$

Изменение реакции по сравнению с теоретической, вызванное утечкой пара, можно представить как изменение реакции, вызванное уменьшением площади сопел от F_1 до F_1' . Тогда по правку можно найти по формуле (2-50):

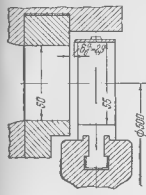
$$p_m - p - \Delta p = k_1 \frac{\mu_6}{\mu_1} f_6 \sqrt{\frac{p}{1-p}}, \quad (2-57)$$

где коэффициент k_1 , определяемый с помощью формул (2-48) — (2-52) зависит от расчетных характеристик ступени ($x, \epsilon, p, \varphi, \alpha_1, \beta_1$)

На одноступенчатой экспериментальной турбине (фиг. 2-13)

[Л. 46] были проведены опыты по исследованию влияния зазора на степень реакции. Опыты проводились при постоянном $x = \frac{u}{c_\phi} \approx 0,55$ и постоянном отношении давлений $\epsilon = p_2/p_0 =$

$\approx 0,78$. Степень реакции определялась по располагаемому теплоперепаду ступени (найденному по параметрам пара перед



Фиг. 2-13. Проточная часть экспериментальной турбины



Фиг. 2-14. Изменение реакции ступени в зависимости от осевого зазора.

соплами и давлению за лопатками) и перепаду в соплах, который вычислялся по реактивному моменту, измеренному на свободно подвешенном сопловом аппарате турбины. Осевой зазор δ_6 между бандажем и диафрагмой (фиг. 2-13) в процессе эксперимента менялся от 0 (практически очень малой величины) до 15 мм.

На фиг. 2-14 нанесены опытные точки, представляющие степень реакции p в зависимости от величины осевого зазора δ_6^a . Когда зазор равен нулю, то степень реакции p 11% и с увеличением осевого зазора сначала падает, а затем остается неизменной. При осевом зазоре $\delta_6^a = 3$ мм площадь осевого и радиального зазора равны $f_6^a = f_6^r$ и дальнейшее увеличение осевого зазора не меняет утечки, следовательно, и степени реакции.

На фиг. 2-14 построена также кривая изменения степени реакции, вычисленной по формуле (2-57). Здесь коэффициент $k_1 \approx 0,71$ определен по характеристикам опытной ступени¹.

¹ В данном опыте характеристика $x = \frac{u}{c_\phi} \approx 0,55$, что превышает обычные расчетные значения для ступеней активной турбины, поэтому коэффициент $k_1 \approx 0,71$ примет ниже своего обычного среднего значения.

коэффициент расхода для сопел, как обычно, для перегретого пара принят $\mu_1 = 0,97$, а коэффициент расхода через зазор $\mu_6 = 0,8$.

Для типичных значений характеристик ступеней активных турбин $\left(\frac{u}{c_\phi}, \rho_n, \varphi, a_1, \beta_1, \varepsilon\right)$ коэффициент k_1 в формуле (2-57) колеблется в пределах $k_1 = 0,8 \div 0,9$.

В дальнейших практических расчетах обычно будем пользоваться средним значением коэффициента $k_1 = 0,85$. В случае необходимости коэффициент k_1 может быть определен более точно по конкретным значениям характеристик ступени, однако в подавляющем большинстве случаев это даст малое уточнение в окончательном расчете ступени. При указанном значении k_1 и принятых ранее значениях μ_1 и μ_6 формула (2-57) примет вид

$$\Delta p = p_m - p = k_f c \sqrt{\frac{u}{1-\rho}}, \quad \text{где } k = k_1 \frac{\mu_6}{\mu_1} = 0,7 \quad (2-58)$$

б) Подсос поверх бандажа

Иногда при работе ступени турбины в нерасчетных условиях (например, с уменьшением $\frac{u}{c_\phi}$) может возникнуть отрицательная реакция, т. е. давление пара между соплами и лопатками становится ниже, чем давление за ступенью.

Струя на выходе из сопел подсасывает через зазор окружающий пар, тем самым уменьшая реакцию (абсолютную ее величину), определенную теоретически.

Изменение реакции при этом происходит не только из-за увеличения количества пара, но и вследствие торможения потока, выходящего из сопел.

Расход пара через рабочие лопатки равен

$$G_2 = G_1 + G_6.$$

Тогда уравнение неразрывности, записанное для сечения перед рабочими лопатками и для выходного сечения лопаток, примет вид

$$\frac{F_1' c_1}{v_1} = \frac{\mu_2 F_2 w_{2l}}{v_2}.$$

Скорость c_1' , которую имеет поток после смешения с подсосанным паром, можно определить по уравнению количества движения:

$$c_1' = \varphi c_{1l} \frac{G_1}{G_1 + G_6} + \mu_1 c_{1l} \frac{1}{1 + \frac{\mu_6}{\mu_1} \frac{F_6}{F_1} \frac{c_{6l}}{c_{1l}}}.$$

Здесь принято, что коэффициент скорости в соплах φ равен коэффициенту расхода¹ μ_1 .

Так как

$$\frac{F_1' c_1'}{v_1} = \frac{\mu_1 F_1 c_{1l}}{v_1} + \frac{\mu_6 F_6 c_{6l}}{v_1},$$

то

$$F_1' \rightarrow F_1 \left(1 + \frac{\mu_6}{\mu_1} \frac{F_6}{F_1} \frac{c_{6l}}{c_{1l}} \right).$$

Пренебрегая членом второго порядка малости, получим:

$$F_1' = F_1 \left(1 + 2 \frac{\mu_6}{\mu_1} \frac{F_6}{F_1} \frac{c_{6l}}{c_{1l}} \right).$$

После преобразований, аналогичных случаю а), найдем поправку для степени реакции при подсосе пара поверх бандажа:

$$\Delta p = p_m - p = -2k_f c \sqrt{\frac{-p}{1-\rho}}. \quad (2-59)$$

На фиг. 2-15 показаны опытные точки, соответствующие степени реакции ступени при различных значениях $x = \frac{u}{c_m}$.

Опыты были поставлены на упомянутой выше одноступенчатой экспериментальной турбине при постоянном расходе пара, постоянном противодавлении и различных оборотах.

Степень реакции ступени равна нулю при $\frac{u}{c_\phi} = 0,43$. Утечка (при положительной реакции) или подсос (при отрицательной реакции) возникают при данной конструкции турбины только через зазор между диафрагмой и бандажем. Относительная площадь зазора в этих опытах была постоянной: $f_6/F_1 = 0,3$.

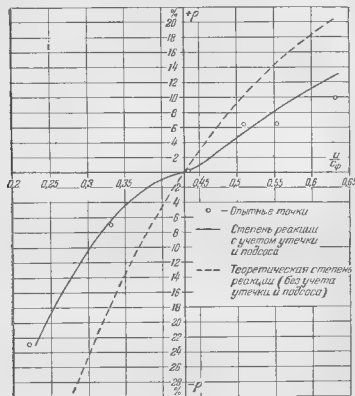
На фиг. 2-15 по описанной выше методике построена кривая, представляющая изменение степени реакции в зависимости от характеристики $x = \frac{u}{c_\phi}$ при данных геометрических разме-

рах ступени и отношении давлений $\varepsilon = \frac{p_2}{p_0} = 0,8$. Для данных расчетных условий работы ступени коэффициент k в формулах (2-58) и (2-59) равен $k = 0,756$. На этом же графике для сравнения дана пунктиром кривая теоретической степени реакции ρ_n , подсчитанная без учета утечки и подсоса. Можно отметить, что зависимость степени реакции, определенная с учетом утечки и подсоса, достаточно удовлетворительно

¹ В конечном счете это допущение даст пренебрежимо малую ошибку; кроме того, для перегретого пара можно считать $\mu_1 \approx \varphi$.

совпадает с опытными точками, в то время как кривая ρ_m существенно расходится с опытом.

Если в ступени большая отрицательная реакция, то возможно незаполнение струей пара каналов рабочих лопаток



Фиг. 2-15. Изменение реакции ступени в зависимости от $\frac{u}{c_\phi}$.

В этом случае, естественно, несправедливы приведенные выше выкладки, основанные на предположении о заполнении струей пара расчетных выходных сечений

в) Подсос пара между диафрагмой и диском (диск не имеет разгрузочных отверстий)

В этом случае степень реакции будет расти из-за повышения давления между соплами и лопатками. Последнее вызывается увеличением расхода пара через лопатки и торможением струи, выходящей из сопел

Относительный расход пара через лабиринтовое уплотнение диафрагмы равен¹

$$\frac{G_y}{G_1} = \frac{\mu_y}{\mu_2} \frac{F_y}{F_1 \sqrt{z}} = \frac{\mu_y}{\mu_1} f_y.$$

Здесь $F_y = \pi d_y \delta_y$ — площадь кольцевого зазора уплотнения, μ_y — коэффициент расхода в зазоре уплотнения, z — число гребней уплотнения;

$f_y = \frac{F_y}{F_1 \sqrt{z}}$ — приведенная площадь уплотнения диафрагмы

Тогда по аналогии с случаями а) и б) можно вывести формулу

$$\Delta p - p_m - p = 2k_1 \frac{\mu_y}{\mu_1} \frac{F_y}{F_1 \sqrt{z}} = 2k f_y, \quad (2-60)$$

где, как и раньше, можно принять $k \approx 0,7$, так как коэффициент расхода через уплотнение $\mu_y \approx 0,8$.

г) Утечка поверх бандажа и через зазоры между диафрагмой и диском (диск с разгрузочными отверстиями)

Количество пара, протекающее через разгрузочные отверстия G_p (фиг. 2-12), будет равно

$$G_p = G_y + G_s;$$

здесь G_s — количество пара, протекающего в зазор между диафрагмой и диском.

Обозначим (по аналогии со степенью реакции) через ρ_0 относительный теплоперепад, соответствующий перепаду давлений по обе стороны диска. В случае утечки пара из зазора между соплами и лопатками через разгрузочные отверстия в диске $\rho_0 < p$

Тогда уравнение расходов представляется в виде

$$\mu_p f_p \sqrt{\rho_0} = \mu_y f_y \sqrt{1 - \rho_0} + \mu_s f_s \sqrt{\rho - \rho_0}, \quad (2-61)$$

где $f_p = \frac{F_p}{F_1}$ — относительная площадь разгрузочных отверстий в диске;

μ_p — коэффициент расхода через разгрузочные отверстия,

$f_s = \frac{F_s}{F_1}$ — относительная площадь зазора между диафрагмой и диском,

μ_s — коэффициент расхода через зазор

¹ В данном случае можно вполне пренебречь сопротивлением в зазоре между диафрагмой и диском по сравнению с сопротивлением в лабиринтовом уплотнении.

Изменение реакции ступени по сравнению с теоретической, вызванное одновременно утечкой поверх бандажа и в зазор между диском и диафрагмой, определяется по формуле

$$p - p_m = \Delta p_1 + \Delta p_2 = k f_0 \sqrt{\frac{p}{1-p}} + k f_s \sqrt{\frac{p - p_0}{1-p}} \quad (2-62)$$

Действительную реакцию ступени можно определить, решая совместно уравнения (2-61) и (2-62). Эти уравнения решаются подбором.

При определении действительной реакции ступени (для большинства встречающихся размеров зазоров) можно считать, что поток пара G_s встречает в зазоре между диафрагмой и диском значительно меньшее сопротивление, чем в разгрузочных отверстиях.

Тогда вместо формул (2-61) и (2-62) следует применять формулу

$$\Delta p - p_m - p = k f_0 \sqrt{\frac{p}{1-p}} + k_1 \left(\frac{\mu_p}{\mu_1} f_p \sqrt{\frac{p}{1-p}} - \frac{\mu_y}{\mu_1} f_y \right) \quad (2-63)$$

Выражение в скобках равно разности количеств пара, проходящих через разгрузочные отверстия и через диафрагменное уплотнение, по отношению к расходу через ступень, т. е. является относительной утечкой в зазор между диафрагмой и диском.

Коэффициент расхода через разгрузочные отверстия во вращающемся диске по опытным данным можно принять $\mu_p = 0,4$. При этом формула (2-63) примет вид

$$\Delta p - p_m - p = k (f_0 + 0,5 f_p) \sqrt{\frac{p}{1-p}} + k f_y \quad (2-64)$$

д) Утечка поверх бандажа и подсос пара через зазор между диафрагмой и диском

В случае, если утечка через уплотнения диафрагмы превышает расход пара через разгрузочные отверстия диска, возникает подсос пара в рабочие лопатки. Одновременно с этим при положительной реакции имеет место также утечка поверх бандажа (фиг. 2-12).

Тогда вместо формулы (2-61) следует пользоваться формулой

$$\Delta p - p_m - p = k (f_0 + f_p) \sqrt{\frac{p}{1-p}} + 2 k f_y \quad (2-65)$$

которая получена с учетом сказанного в пунктах б) и в)

Выяснить, имеет ли место утечка [случай г)] или подсос [случай д)] через зазор между диафрагмой и диском можно с помощью условия

$$p_m^* = 1,4 \frac{f_0 f_y}{f_0} + \frac{1}{1 + 0,25 \left(\frac{f_p}{f_y} \right)^2} \quad (2-66)$$

полученного из формул (2-63) или (2-65) при равенстве расходов пара через уплотнение и через разгрузочные отверстия, т. е. из условия

$$\frac{\mu_p}{\mu_1} f_p \sqrt{\frac{p}{1-p}} = \frac{\mu_y}{\mu_1} f_y$$

при котором отсутствуют и подсос, и утечка в зазор между диафрагмой и диском.

Если $p_m > p_m^*$, то возникает утечка пара [формула (2-64)], если $p_m < p_m^*$, — то подсос пара [формула (2-65)].

е) Подсос поверх бандажа и в зазоре между диафрагмой и диском

Этот случай встречается при возникновении отрицательной реакции в ступени. Формула для расчета может быть выведена на основе случаев б) и д)

$$\Delta p - p_m - p = k (2 f_0 + f_p) \sqrt{\frac{p}{1-p}} + 2 k f_y \quad (2-67)$$

Общая формула

Определение действительной реакции для всех разобранных выше случаев можно вести по единой формуле¹.

$$|p_m + 0,7 m f_y| = |p| + 0,7 \Phi \sqrt{|p|} \quad (2-68)$$

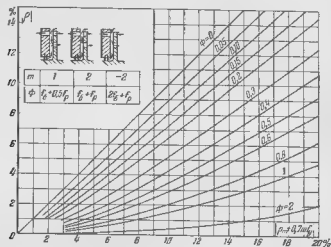
Таблица 2-2

	1	2	3
	Утечка поверх бандажа и через зазор между диафрагмой и диском	Утечка поверх бандажа и подсос пара через зазор между диафрагмой и диском	Подсос поверх бандажа и в зазоре между диафрагмой и диском (т. е. отрицательная реакция)
m	1	2	-2
Φ	$f_0 + 0,5 f_p$	$f_0 + f_p$	$2 f_0 + f_p$

¹ Предполагая $\sqrt{\frac{p}{1-p}} \approx \sqrt{p}$, что справедливо с достаточной точностью для $p < 0,10 \div 0,15$.

Здесь, как обычно, знак || указывает абсолютное значение. Величины m и Φ согласно рассмотренным случаям определяются из табл. 2.2

По формуле (2-68) на фиг. 2-16 построен график, по которому, зная теоретическую степень реакции и относительные площади, можно определить действительную реакцию



Фиг. 2-16. Определение степени реакции ступени с учетом утечки и подсоса пара в зазорах.

Следует отметить, что при коэффициентах расхода через зазоры, отличающихся от принятых выше, структура всех формул остается той же — изменяются лишь численные коэффициенты

Пример 2-3.

Определим действительную реакцию ρ , если теоретическая реакция $\sigma_m = 5\%$, площадь сопел $F_1 = 150 \text{ см}^2$, площадь затора в уплотнении $F_y = 70 \text{ см}^2$, число гребней и уплотнений $z = 4$, площадь разгрузочных отверстий $F_p = 88 \text{ см}^2$, площадь кольцевого затора между диафрагмой и бандажем $F_0 = 45 \text{ см}^2$. Найдем $f_y = 0,0266$, $f_p = 0,086$, $f_0 = 0,3$

По формуле (2-66) определяем $\rho_m = 0,0286$, и так как $\rho_m > \rho_m^*$, то учитываем утечку пара в заторе между диафрагмой и диском, т. е. имеем место случай 1 табл. 2-2. Тогда при $\Phi = f_0 + 0,5 f_p = 0,393$ и $|m| = 0,7m_f$, $|m| = 0,086$ по графику фиг. 2-16 получим $\rho = 1,6\%$

2-5. ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПОТЕРЬ В СТУПЕНИ

Одной из важнейших характеристик ступени является ее к. п. д. При новом режиме работы ступени изменяются потери, а следовательно, и к. п. д.

Представим к. п. д. ступени как отношение использованной энергии к расходуемой. Следуя проф. А. В. Щегляеву, расходуемую энергию ступени E_0 подсчитываем с учетом как кинетической энергии пара, входящего в данную ступень, $\Delta h_0 = \frac{Ac_0^2}{2g}$, так и кинетической энергии, используемой в следующей ступени $\bar{\epsilon}_{ec} h_{ec}$:

$$\eta_{0,01} = \frac{\Delta h_0 + h_0 - \frac{\Delta h_{потерь}}{E_0}}{E_0}, \quad (2-69)$$

где

$$E_0 = \Delta h_0 + h_0 - \bar{\epsilon}_{ec} h_{ec};$$

$\bar{\epsilon}_{ec}$ — коэффициент, характеризующий использование кинетической энергии в последующей ступени

Кроме внутреннего к. п. д. ступени, часто рассматривается к. п. д. на лопатках $\eta_{0,л}$, учитывающий только потери в соплах $h_{0,с}$ при входе на рабочие лопатки $h_{0,л}$, в лопатках $h_{0,л}$ и с выходной скоростью h_{ec}

$$\eta_{0,л} = \frac{\Delta h_0 + h_0 - \frac{h_{0,с}}{E_0} h_{0,л} - \frac{h_{0,л} - h_{ec}}{E_0}}{E_0}, \quad (2-70)$$

Наибольший интерес представляют зависимость к. п. д. и отдельных потерь в ступени от характеристики $x = \frac{u}{c_{\phi}}$.

Характер изменения к. п. д. на лопатках $\eta_{0,л}$ для частного случая активной ступени ($\rho = 0$) с полной потерей выходной скорости описывается формулой, выведенной проф. Банки [Л. 42]:

$$\eta_{0,л} = 2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) (\psi \cos \alpha_1 - x) x. \quad (2-71)$$

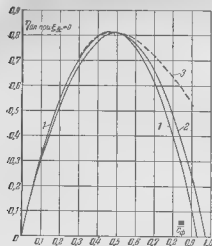
При $x_{опт} = \left(\frac{u}{c_{\phi}} \right)_{опт} = \psi \frac{\cos \alpha_1}{2}$ к. п. д. достигает максимального значения

$$\eta_{0,л}^{max} = \frac{1}{2} \psi^2 \cos^2 \alpha_1 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (2-72)$$

Используя формулу Банки, следует иметь в виду, что она выведена не для лопаточного профиля с фиксированными углами β_1 и β_2 , а из условия „безударного“ входа пара на лопатки при каждом конкретном x . Оптимальное значение $x_{опт}$ получено в предположении постоянства $\psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$.

Однако в ряде случаев формула (2-71) может быть использована для оценки изменения к. п. д. активной ступени с заданными углами β_1 и β_2 при различных x .

Из дауем теперь к п. д. ступени с фиксированными размерами и углами лопаточных аппаратов. К п. д. ступени с полной потерей выходной скорости и с произвольным значением x может быть записан таким образом



Фиг. 2-17. Коэффициент полезного действия на лопатках активной ступени с полной потерей выходной скорости

1 — по формуле Банки, 2 — по формуле (2-74) (постоянная степень разрыва); 3 — по формуле 2-73 (переменная степень реакции)

$$\eta_{0.4} = \frac{1}{2} \left[\cos \alpha_1 - x + \frac{\cos \alpha_1 + \psi \cos \beta_2 \cos (\beta_1 - \alpha_1) - x \cos \beta_1}{1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2} \right] \quad (2-73)$$

В частном случае для активной ступени (при всех режимах $p = 0$) формула примет вид

$$\eta_{0.4} = 2x \left[\cos \alpha_1 - x + \frac{\cos \alpha_1 + \psi \cos \beta_2 \cos (\beta_1 - \alpha_1) - x \cos \beta_1}{1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2} \right] \quad (2-74)$$

Максимальный к. п. д. активной ступени равен

$$\eta_{0.4} = \frac{1}{2} \left[\cos \alpha_1 + \frac{\cos \alpha_1 + \psi \cos \beta_2 \cos (\beta_1 - \alpha_1)}{1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2} \right]$$

и достигается при

$$x_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2} + \frac{\cos \beta_2 \sin \beta_1 \sin \alpha_1}{2(1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2)}$$

На фиг. 2-17 представлены кривые зависимости к. п. д. активной ступени ($p = 0$), определенные по формулам (2-71) и (2-74). График построен для характеристики ступени

$$\alpha_1 = 13^\circ, \quad \beta_1/\beta_2 = 27^\circ/24^\circ, \quad \psi = 0.95, \quad \phi = 0.88$$

Из сопоставления этих кривых видно, что зависимости $\eta_{0.4} = f(x)$, выражаемые квадратичными параболой, в области значений x , близких к оптимальным, практически совпадают

$$\eta_{0.4} = \frac{2x (\cos \alpha_1 + \frac{\cos \alpha_1 + \psi \cos \beta_2 \cos (\beta_1 - \alpha_1) - x \cos \beta_1}{1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2})}{1 + \psi \cos \beta_1 \cos \beta_2}$$

В рабочих лопатках полезно использовать скорость w_1 , определяемая по формуле (2-1)

$$w_1 = c_1 \cos (\beta_1 - \alpha_1) \quad \text{и} \quad \cos \beta_1$$

Относительная скорость выхода пара из рабочих лопаток равна.

$$w_2^2 = \phi^2 (c_2^2 \cos^2 \beta_2 + w_1^2)$$

Тогда, выражая c_1 через c_2

$$c_1 = \frac{c_2}{\phi} \sqrt{1 - \rho}$$

получим формулу для к. п. д.

$$\eta_{0.4} = 2x \left\{ \frac{c_2}{\phi} \sqrt{1 - \rho} \cos \alpha_1 - x \right\}$$

Наибольшие расхождения между кривыми обнаруживаются при больших значениях x , где к. п. д., подсчитанный по формуле Банки, ниже, чем определенный по формуле (2-74), несмотря на то, что в этом случае учитываются дополнительные потери при входе на рабочие лопатки.

В действительности же с изменением x реакция ступени не остается постоянной, следовательно, зависимость $\eta_{0.4} = f(x)$ должна иметь несколько иной характер

Зависимость к. п. д. активной ступени $\eta_{0.4}$ с учетом переменной степени реакции дана на фиг. 2-17 пунктиром. Исследование формулы (2-73) показывает, что к. п. д. $\eta_{0.4}$ при этом является более устойчивым, что, вообще говоря, подтверждается опытом

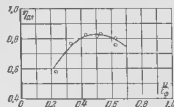
Степень реакции определялась по графику фиг. 2-11, который не учитывает возможных утечки и подсоса пара. В действительности реакция меняется в меньшей степени и может быть определена только для конкретных геометрических характеристик всей ступени. Таким образом, кривые 2 и 3 являются границами области, в которой, очевидно, будет находиться действительная зависимость.

Следует помнить, что к. п. д. на лопатках $\eta_{0.4}$ не учитывает потерь, вызванных утечкой или подсосом пара, которые, естественно, будут иметь место при отклонении степени реакции от расчетной и должны учитываться особо.

На фиг. 2-18 построена кривая $\eta_{0.4} = f\left(\frac{u}{c_2 \phi}\right)$, вычисленная по формуле (2-73) с учетом переменности степени реакции, определенной для конкретных условий экспериментальной турбины (см. стр. 65) по графику фиг. 2-15. Здесь же нанесены полученные на этой турбине [Л. 46] опытные точки к. п. д., включающего также потери от утечки и подсоса пара. Для активной ступени эти потери, естественно, будут существенными только при значительном отклонении от расчетного режима. Теоретическая кривая правильно отображает изменение к. п. д. ступени при переменном режиме

Если рассматривать промежуточную ступень турбины, то в ряде случаев можно считать, что в последующей ступени полезно использовать осевую составляющую выходной скорости, т. е.

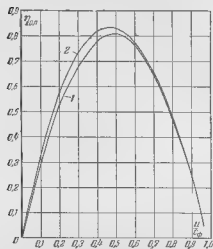
$$\epsilon_{ос} h_{ос} = \frac{A c_2^2}{2g} \sin^2 \alpha_2$$



Фиг. 2-18. Коэффициент полезного действия на лопатках экспериментальной турбины (Теоретическая кривая построена по формуле (2-73) с учетом переменности степени реакции)

Тогда формула (2.74) для активной ступени ($p = 0$ const), примет вид

$$\eta_{0a} = \frac{2x \{ \varphi \cos \alpha_1 - x + \phi \cos \beta_2 [\varphi \cos (\beta_1 - \alpha_1) - x \cos \beta_1] \}}{1 - \phi^2 \sin^2 \beta_2 [\varphi \cos (\beta_1 - \alpha_1) - x \cos \beta_1]^2} \quad (2.75)$$



Фиг. 2.19. Коэффициент полезного действия на лопатках активной ступени при использовании выходной скорости

$$I - \xi_{ac} = 0; \quad 2 - \xi_{ac} = \sin^2 \alpha_2$$

где η_{0a}^{∞} к. п. д. ступени с соплами очень большой высоты, в которых практически не сказывается влияние парных вихрей; η_{0a}^{∞} зависит от профиля сопел и лопаток и $\frac{u}{c_{\phi}}$,

$a = 1,2 \div 1,4$ мм опытный коэффициент, (I_1 мм)

В заводской практике значительное распространение получили обобщенные экспериментальные кривые к. п. д. на лопатках ступени с небольшой расчетной степенью реакции ($p < 0,15$) для случая полного использования выходной скорости

¹ Формула (2.76), широко распространенная в литературе и практике расчет лопаточных машин, является очень грубой, так как не учитывает ряда факторов, оказывающих решающее влияние на величину коэффициента потерь, а именно отношения высоты каналов к шагу решетки, конфигурации профиля и др. Поэтому пользоваться этой формулой можно только для грубой оценки влияния высоты на к. п. д.

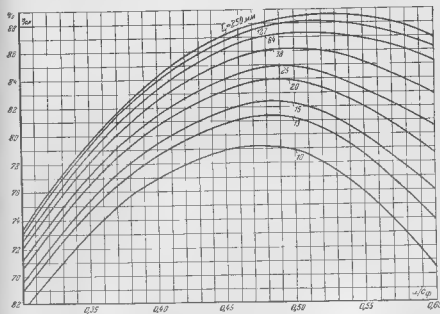
(фиг. 2-20а). Эти кривые дают зависимость к. п. д. от отношения $x = \frac{u}{c_{\phi}}$ для ступени с различными высотами сопел I_1 :

$$[\eta_{0a}]_{\xi_{ac}=1} = f\left(\frac{u}{c_{\phi}}, I_1\right)$$

Следует учесть, что эти кривые получены для определенного типа облопачивания при конкретных перекрышах и зазорах в проточной части и в других условиях могут быть использованы только для оценки изменения к. п. д.

При частичном использовании выходной скорости ($\xi_{ac} < 1$) к. п. д. на лопатках ступени должен быть пересчитан по следующей формуле

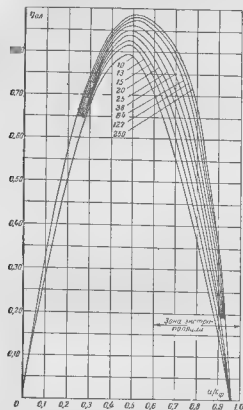
$$\eta_{0a} = [\eta_{0a}]_{\xi_{ac}=1} \frac{\Delta h_0 + h_0 - h_{ac}}{\Delta h_0 + h_0 - \xi_{ac} h_{ac}} = [\eta_{0a}]_{\xi_{ac}=1} \frac{1 - \left(\frac{c_2}{c_{\phi}}\right)^2}{1 - \xi_{ac} \left(\frac{c_2}{c_{\phi}}\right)^2} \quad (2.77)$$



Фиг. 2-20а. Коэффициент полезного действия на лопатках активной ступени при полном использовании выходной скорости в зависимости от I_1 и $\frac{u}{c_{\phi}}$

Кривые к. п. д., представленные на фиг. 2-20а, экстраполированы для других значений $\frac{u}{c_{\phi}}$ на фиг. 2-20б и 2-20в [Л. 37]

Для ступени реактивной турбины ($\varphi = 0,5$) к. п. д. на лопатках выражается известной формулой [Л142]



Фиг. 2-20а. Экстраполяция кривых

фиг. 2-20а при $\frac{l_2}{c_{\phi}} > 0,6$

$$x = \sqrt{2 \left(\frac{1/\varphi^2 - 1}{x_1^2} + \frac{2 \cos \alpha_1}{x_1} - 1 \right)}$$

Как следует из кривой, $\eta_{0,\alpha}$ реактивной ступени более устойчив, чем в активной ступени

При определении внутреннего к. п. д. ступени η_{ci} следует учесть еще ряд возможных потерь:

$$\eta_{oi} = \eta_{0,\alpha} - \zeta_{тв} - \zeta_x - \zeta'_y - \zeta''_y - \zeta_x$$

Рассмотрим изменение этих потерь в нерасчетных условиях работы.

1. Потеря от трения и вентиляции обычно определяется по опытной формуле Стодола:

$$\zeta_{тв} = \frac{1}{4,19 E_0 G v} [A d^2 + B (1 - e^{-0,5 l_{кож}}) d l_2^{1,5}] \left(\frac{u}{100} \right)^2, \quad (2-79)$$

где d — средний диаметр ступени, м;

l_2 — длина лопатки, см,

e — степень парциальности;

$l_{кож}$ — относительная длина дуги, занятая защитным кожухом,

v — удельный объем пара в камере ступени, м³/кг;

u — окружная скорость на среднем диаметре, м/сек,

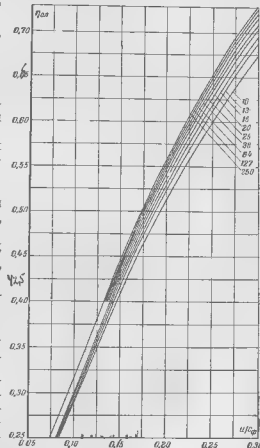
E_0 — располагаемая энергия, ккал/кг;

G — расход пара, кг/сек;

A и B — опытные коэффициенты; обычно принимаются

$A=1$ для камерных ступеней и $B=0,35$.

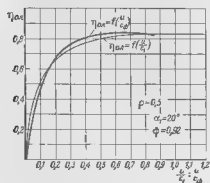
В первых нерегулируемых ступенях многоступенчатых турбин, где потеря от трения и вентиляции наиболее существенна, при изменении расхода пара величина $\zeta_{тв}$ практически мало меняется. Это объясняется тем, что при различных пропусках пара через турбину произведение Gv для этих ступеней остается примерно постоянным (см. гл. 3)



Фиг. 2-20б. Экстраполяция кривых

фиг. 2-20а при $\frac{l_2}{c_{\phi}} < 0,3$

2 Потеря на выколачивание застойного пара из лопаточных каналов при парциальном подводе находится по формуле



Фиг. 221. Коэффициент полезного действия на лопатках реактивной ступени

3 Потеря от утечки пара в диафрагменных уплотнениях может быть подсчитана по формуле

$$\zeta_y = \frac{\mu_y F_y}{F_1 V_z} \cdot \eta_{0,д} \quad (2-81)$$

где $F_1 = \pi d_y \delta_y$ — площадь кольцевого зазора в лабиринтовом уплотнении,
 μ_y — коэффициент расхода через зазор лабиринтового уплотнения,
 z — число гребней в лабиринтовом уплотнении

При изменении режима работы ступени (при $F_1 = \text{const}$) эта потеря меняется только в меру отклонения к. п. д.

Работа ступени с увеличенными зазорами в диафрагменном уплотнении вызовет примерно пропорциональное увеличение потери от утечки.

4 Потеря в зазорах облопачивания. Потеря от утечки в зазоре активной ступени определяется по формуле

$$\zeta_y'' = \frac{G_y}{G_1} \eta_{0,д} = \frac{\mu_y}{\mu_1} \frac{F_y}{F_1} \sqrt{\frac{p}{1-p}} \eta_{0,д} \quad (2-82)$$

Обычно в расчетном режиме потеря, связанная с утечкой в зазоре активной ступени, при нормальных величинах зазоров, перекрыш и незначительной реакции (p 2÷5%) не определяется отдельно, а приближенно учитывается снижением коэффициентов скорости. Поэтому подсчет этой потери нужно

$$\zeta_x = 0,11 \frac{b_2 I_2}{F_1} \cdot \eta_{0,д} m \frac{u}{c_p}, \quad (2-80)$$

где b_2 и I_2 — соответственно ширина и длина рабочих лопаток;
 F_1 — площадь выходных сечений сопел;
 m — число групп сопел.

Как видно из формулы, потеря на выколачивание меняется пропорционально к. п. д. на лопатках $\eta_{0,д}$ и отношению $\frac{u}{c_p}$

производить только при увеличении зазоров или значительном росте реакции

В реактивной ступени потеря от утечки имеет существенное значение и может быть определена по формуле, полученной из выражения (2-82). Не следует забывать при этом утечки в зазор между ротором и направляющими лопатками. При расчетах реактивной ступени можно воспользоваться приближенной формулой

$$\zeta_y = 3 \frac{\delta_a}{I_1^*} \quad (2-83)$$

5. Потеря от влажности обычно находится по формуле

$$\zeta_x = (1 - x_1) \eta_{0,д} \quad (2-84)$$

Здесь x_1 — степень сухости пара после сопел.

2-6. ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ РАСХОДОМ И ПАРАМЕТРАМИ ПАРА В СТУПЕНИ

Зависимость между параметрами пара (p_0 , t_0 и p_2) и расходом через ступень G может быть определена путем детального расчета. Методика такого расчета разобрана выше в § 2-2 и 2-3

Однако в ряде случаев эту зависимость можно найти более простым путем.

Если в двух рассматриваемых режимах работы ступени скорость пара в соплах остается критической, то расход пара через ступень можно определить по известной формуле (см. § 1-2).

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{01} x_{01}}} \quad (2-85)$$

где, строго говоря, параметры пара перед ступенью должны быть взяты с учетом начальной скорости, т. е. как параметры торможения. В большинстве расчетов можно приближенно считать, что критические расходы пара в ступени пропорциональны начальным давлениям

$$\frac{G_1}{G} = \frac{p_{01}}{p_0} \quad (2-86)$$

Если в рассмотренных режимах критическая скорость возникла не в соплах, а в лопатках, то указанная пропорциональность между начальными давлениями и расходами через ступень также будет практически справедлива.

Действительно, при критических скоростях в рабочих лопатках расход пара будет пропорционален давлению торможения перед лопатками p_1' . Чтобы давление перед ступенью было пропорционально расходу, необходима пропорциональность расходу давления за соплами p_0 , следовательно, давле-

ние p_1 и давление p_1 должны измениться во столько раз, во сколько изменился пропуск пара. Таким образом, отношение давлений $\frac{p_1}{p_1}$ остается неиз-

менным, а значит, не меняется теплоперепад $\frac{\Delta w_1^2}{2g}$, где w_1 — относительная скорость входа, используемая в рабочих лопатках. w_1 совп. будет в свою очередь при неизменном теплоперепаде в соплах, что соответствует постоянству отношения давлений $\frac{p_1}{p_0}$. Последнее имеет место при пропорциональности p_1 и p_0 расходу пара. Эти рассуждения справедливы при условии неизменности температур, в противном случае все давления p_1 , p_1 и p_0 следует

умножить на $\sqrt{\frac{T_{\text{норм}}}{T}}$

Если расход пара не меняется, то до тех пор, пока ступень работает с критическими скоростями потока в соплах или лопатках, изменение давления за ступенью не вызывает изменения начальных параметров

Рассмотрим теперь случай работы ступени при докритических скоростях. Запишем уравнение неразрывности для выходного сечения сопел

$$G v_{11} = \mu_1 F_1 c_{11}$$

представим его в таком виде:

$$G \left[\mu_1 F_1 \frac{1}{v_{11}} \cdot 91,5 \sqrt{k_0} \right] v_{11}^{2x} V I - p \quad (2-87)$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой расход через сопла, располагаемый перепад в которых равен h_0 , начальные параметры равны параметрам пара перед ступенью p_0 , t_0 , v_0 , а давление за соплами — давлением за ступенью p_1 . Этот расход может быть определен по формулам (1-7), (1-11) и (1-18). Тогда формула (2-87) запишется следующим образом.

$$G = a G_{кр} \frac{v_{21}}{v_{11}} \sqrt{I - p} = 2,03 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{I - \left(\frac{p_2}{p_0 - p_{кр}} \right)^2 \frac{v_{21}}{v_{11}}} \sqrt{I - p} \quad (2-88)$$

Таким же образом можно выразить расход пара G_1 через эту ступень, когда параметры пара перед ней p_{01} , t_{01} , v_{01} , а давление за ней равно p_{21} . Степень реакции при этом изменится и будет равна $p_1 - p + \Delta p$

Тогда отношение нового расхода к расчетному запишется таким образом:

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - a(p_{01} - p_{21})^2}{(p_0^2 - p_2^2) - a(p_0 - p_2)^2}} \sqrt{I - \frac{\Delta p}{I - p}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}}, \quad a = 1 - \epsilon_{кр} \quad (2-89)$$

(для перегретого пара $a = 1,2$);

здесь принято $\frac{v_{21} v_{11}}{v_{21} v_{11}} = 1$, что выполняется с большой степенью точности. Выражение $\frac{\Delta p}{I - p}$, входящее в эту формулу, может быть определено по универсальной кривой (фиг. 2-11) или по приближенным формулам (2-43), (2-44)

При значительной утечке (или подсосе) в зазорах проточной части изменение степени реакции следует производить по данным § 2-4

Если утечка пара очень велика, то можно пренебречь изменением степени реакции и формула (2-89) примет вид

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - a(p_{01} - p_{21})^2}{(p_0^2 - p_2^2) - a(p_0 - p_2)^2}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \quad (2-89a)$$

Пренебрегая $(p_0 - p_2)^2$ по сравнению с $(p_0^2 - p_2^2)$, а также изменением степени реакции Δp , можно упростить формулу (2-89)

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}} \quad (2-89b)$$

Отметим, что в этом случае влияние отброшенных членов в формуле (2-89) частично компенсировалось и поэтому, как показывают расчеты, упрощенная формула (2-89b) достаточно точна. Это подтверждается, например, сравнением зависимости давления перед ступенью от расхода пара, полученной точным расчетом и по формуле (2-89b) (табл. 2-3) Расчеты подвергались последняя ступень турбины BP-25 (приложение 3) при неизменном конечном давлении $p_2 = 31 \text{ атм}$

Строго говоря, в формулах (2-89), (2-89a) и (2-89b) вместо начального давления p_0 (и p_{01}) следует подставить давление торможения p_0' (и p_{01}'). Таким образом произведен сравнительный расчет в табл. 2-3

Таблица 2-3

Способ определения давления перед ступенью	G_1 г	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
Точный расчет		40,4	37,6	35,6	33,7	32,3	31,3
По формуле (2-89) . . .		40,3	35,7	35,7	33,8	32,3	31,3
По формуле (2-89b) . . .		40,6	38,4	38,4	33,5	32,2	31,3

Выше разбирались случаи, когда для двух сравниваемых режимов работы ступени расход пара либо был равен критическому, либо оставался докритическим

Наиболее сложен расчет ступени, когда в одном из рассматриваемых режимов расход пара через ступень является критическим, а в другом — докритическим. В этом случае необходимо сначала определить режим, при котором возникает критический расход (что иногда можно сделать только подбором). После этого расчет производится по описанной методике в два приема: для докритического и для критического расходов.

Указанный случай встречается обычно только при исследовании работы последней ступени конденсационной турбины (см. § 2-8), регулирующей ступени (см. § 2-7), а также при работе турбины с удаленными элементами проточной части (см. гл. 9 и 10).

2-7. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

При изменении расхода пара через многоступенчатую турбину существенно меняется режим работы регулирующей ступени. Меняются давление пара в камере регулирующей ступени (т. е. за ступенью), давление пара перед отдельными группами сопел и степень парциальности.

Особенность расчета регулирующей ступени заключается в том, что следует рассматривать два потока пара: один, проходящий через сопла, питаемые полностью открытыми клапанами, другой — через группу сопел, питаемую частично открытым клапаном.

Из предварительного расчета турбины известны: расход пара через данную группу сопел G_n , давление пара за ступенью p_2 и параметры пара перед соплами с полностью открытыми клапанами: p_0 , t_0 , v_0 .

Необходимо определить давление пара p_{0n} за частично открытым клапаном.

Рассмотрим метод решения этой задачи, предложенный А. С. Зильберманом [Л.13].

Сначала разберем случай работы ступени с неизменной нулевой степенью реакции ($\varphi=0$ — const). Тогда расход пара через данную группу сопел равен [формулы (1-7) и (1-18)]

$$G_n = 2,03 \alpha F_{1n} \sqrt{\frac{p_{0n}}{v_{1n}}}, \quad (2-90)$$

где F_{1n} — площадь минимального сечения сопел этой группы

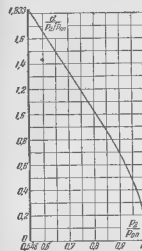
Регулирующий клапан дросселирует поток пара, проходящий через рассматриваемую группу сопел, поэтому

$$p_{0n} v_{1n} = p_0 v_0 = \text{const},$$

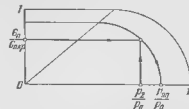
и формула (2-90) примет вид

$$G_n = 2,03 \alpha F_{1n} \sqrt{\frac{p_{0n}}{p_0 v_0}} \frac{2,03 F_{1n}}{V_{p_0 p_0}} \frac{\alpha}{p_2 p_{0n}} \cdot p_2 \quad (2-91)$$

Первый сомножитель $\frac{2,03 F_{1n}}{V_{p_0 p_0}}$ является для данной группы сопел постоянной величиной. Второй сомножитель $\frac{\alpha}{p_2 p_{0n}}$ зави-



Фиг. 2-22 Вспомогательный график для расчета сопловой решетки регулирующей ступени с суживающимися каналами.



Фиг. 2-23 Определение давления перед соплами по сетке расходов.

сит только от отношения давления p_2/p_{0n} , так как относительный расход пара α есть функции только p_2/p_{0n} и может быть определен по формуле (1-11) или по таблице (приложение 1). Величина $\alpha = f(p_2/p_{0n})$

дана на фиг. 2-22 для суживающихся сопел и перегретого пара. Если сопла ступени выполнены расширяющимися, то α должен быть определен по формуле (1-22).

Для режима работы ступени с заданными G_n и p_2 по формуле (1-91) определяется $\frac{\alpha}{p_2 p_{0n}}$ и по графику фиг. 2-22 давление перед соплами p_{0n} .

Эта же задача может быть решена иным путем

Сначала определяем критический расход пара через данную группу сопел при давлении перед ними p_c .

$$G_{c,p} = 2,03 F_{1n} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$$

затем по сетке расходов (приложение 2) по относительному расходу $\alpha = \frac{G_n}{G_{c,p}}$ и относительному противодавлению $\epsilon_{0n} = \frac{p_2}{p_{0n}}$ находим относительное давление перед соплами $\epsilon_{0n} = \frac{p_{0n}}{p_0}$. Схема решения дана на фиг. 2-23

1) использованный в ступени теплоперепад потока пара, проходящего через рассмотренную группу сопел, $h_{0k} - h_{0k}^*$ есть функция только отношения давлений p_2/p_{0k} независимо от того, дросселируется пар перед соплами или нет. Действительно, располагаемый теплоперепад потока равен

$$h_{0k} - h_{0k}^* = \frac{A_k}{k-1} p_{0k} v_{0k} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0k}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \frac{A_k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0k}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Так как располагаемый теплоперепад зависит только от p_2/p_{0k} , то $\frac{u}{c_\phi} = f\left(\frac{p_2}{p_{0k}}\right)$ и, следовательно, к. п. д. на лопатках ступени η_{k-1} зависит также только от $\frac{p_2}{p_{0k}}$. Таким образом, для всех режимов работы регулирующей ступени, т. е. для всех потоков пара, может быть построен единый график зависимости $h_{0k}^* f\left(\frac{p_2}{p_{0k}}\right)$, что значительно сокращает расчеты.

Рассмотрим теперь работу ступени в том случае, если нельзя пренебречь степенью реакции! В § 2-4 было показано, что при переменном режиме работы степень реакции зависит от характеристики u/c_ϕ и отношения давлений p_2/p_{0k} , а так как в свою очередь $\frac{u}{c_\phi} = f\left(\frac{p_2}{p_{0k}}\right)$, то степень реакции является функцией только отношения давлений p_2/p_{0k} . По формулам и графикам § 2-4 можно подсчитать значения r при различных p_2/p_{0k} и построить график зависимости давления за соплами p_1/p_{0k} от давления за ступенью p_2/p_{0k} . Обычно можно воспользоваться следующей формулой

$$\frac{p_1}{p_{0k}} = r + (1-r) \frac{p_2}{p_{0k}}. \quad (2-92)$$

Здесь r необходимо подсчитывать с учетом возможного перетекания пара через зазоры, так как для регулирующих колес относительные площади зазоров велики.

При этом можно предположить, что утечка (или подсос) происходит через зазор площадью²

$$f_0 + f_z = \frac{\pi d e_n (\delta_0 + \delta_z)}{F_{in}}$$

* Предполагается, что к. п. д. на лопатках не зависит от числа Рейнольдса.

¹ Изменение реакции ступени при критическом истечении рассмотрено ниже в этом параграфе.

² В большинстве случаев можно пренебречь перетеканием через meridionalные зазоры по концам лопаточной группы сопел, так как относительная площадь этих зазоров невелика.

и что давление на обе стороны диска регулирующей ступени одинаково, так как обычно эти камеры сообщаются.

Дальнейший расчет ступени производится так же, как в случае нулевой реакции, но при использовании сетки расходов следует вместо давления за ступенью p_2/p_{0k} взять известное теперь давление за соплами p_1/p_{0k} . Производя расчет по методу А. С. Зильбермана, необходимо для данного конкретного случая построить график $\frac{u}{c_\phi} = f\left(\frac{p_2}{p_{0k}}\right)$, где α_c — относительный расход пара через сопла при давлении p_1/p_{0k} . Тогда формула (2-91) будет иметь следующий вид

$$G_n = \frac{2,03 F_{in} \alpha_c}{\sqrt{p_0 v_0} p_1/p_{0k}}. \quad (2-93)$$

Отметим теперь некоторые особенности изменения реакции в регулирующей ступени. При частичных нагрузках турбины давление в камере регулирующей ступени снижается столь сильно, что обычно возникает расширение в косом срезе сопел, а вслед за этим в косом срезе рабочих лопаток. Для таких режимов нельзя применять график и формулы универсальной зависимости изменения степени реакции (§ 2.4) с момента возникновения критического режима в лопатках дальнейшее понижение давления за ступенью приведет к увеличению реакции. Это объясняется тем, что давление перед рабочими лопатками, а следовательно, и перепад в соплах не меняются, а полный перепад ступени растет.

Пример 2-4.

Найдем распределение потоков пара между четырьмя регулирующими клапанами турбины БР 25 (см. приложение 3), если расход пара в турбину составляет 0,8 от максимального, т. е. равен $G_1 = 83,6 \text{ кг/сек}$. Определим также давление за частично открытым клапаном p_{0k} .

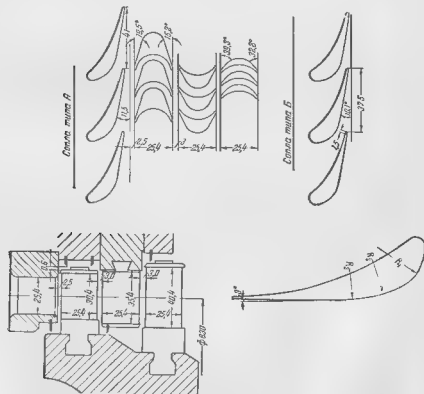
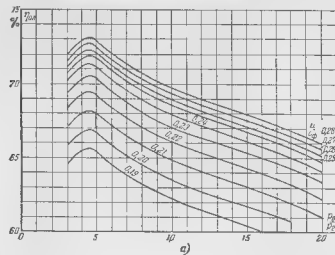
Каждый клапан питает одинаковое число сопел. Давление пара в камере регулирующей ступени при этом режиме $p_2 = 60,2 \text{ ата}$. Суммарная выходная площадь сопел каждой группы равна $f_{in} = F_1/4 = 30,6 \text{ см}^2$, где $F_1 = 122,4 \text{ см}^2$ — выходная площадь всех сопел, взятая из таблицы приложения 3.

Тогда величина $\frac{2,03 F_{in}}{\sqrt{p_0 v_0}} \approx 0,396 \text{ кг/ата/сек}$ будет одинаковой для каждой группы.

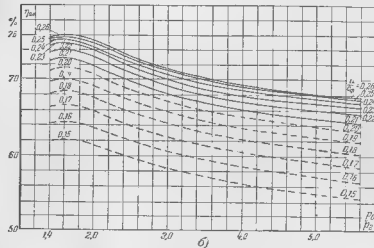
Сначала по формуле (2-91) найдем количество пара проходящее через полностью открытый клапан

$$G_n = 0,396 \cdot 1,33 \cdot 60,2 = 31,5 \text{ кг/сек}$$

здесь величина $\frac{\alpha}{p_2/p_{0k}} = 1,33$ получена по графику фиг. 2.22 по известному для полностью открытого клапана отношению давлений $p_2/p_{0k} = 60,2/85,5 \approx 0,704$. Очевидно, что два клапана полностью открыты и через них про-



Фиг. 2-28. Проточная часть и профили, применяемые в двухвенечных регулирующих колесах турбины малой и средней мощности.

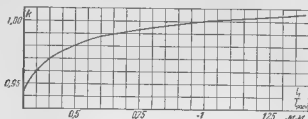


Фиг. 2 29. Коэффициент полезного действия на точатках ступеней, изображенных на фиг. 2-28.
а - с соплами типа А, б - с соплами типа Б

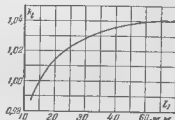
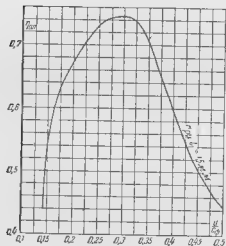
температур, измеренных в двух точках камеры регулирующей ступени в зависимости от мощности турбины. Как видно [Л. 27], разность этих температур достигает 12°С, что составляет 15% от среднего перепада температур на регулирующей ступени в этом опыте.

Коэффициент полезного действия регулирующей ступени, выполненной в виде одновенечного диска, может быть определен расчетом или по экспериментальным кривым (фиг. 2 20).

Гораздо большие трудности встречает определение к. п. д. для диска с двумя ступенями скорости. Экспериментальные данные по к. п. д. диска с двумя ступенями скорости значительно расходятся с расчетом, поэтому в практике турбостроения применяются опытные кривые [Л. 37].



Фиг. 2.30. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние высоты сопел на к. п. д. двухступенчатых регулирующих ступеней.



Фиг. 2.31 Коэффициент полезного действия на лопатках двухступенчатой ступени в зависимости от $\frac{u}{c_{\phi}}$

$$\eta_{0,2} = (\eta_{0,1})_{l_1 = 15 \text{ мм}} \cdot k_f$$

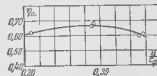
На фиг. 2.27 и 2.29 даны опытные зависимости к. п. д. на лопатках дисков с двумя ступенями скорости от характеристики $x = \frac{u}{c_{\phi}}$ и отношения давлений до и за ступенью

p_0/p_2 . На фиг. 2.26 и 2.27 изображены проточная часть, профили и кривые к. п. д. для ступени, часто применяемой в турбинах большой мощности, а на фиг. 2.28 и 2.29 — для дисков, нашедших применение в турбинах малой и средней мощности. Эти кривые могут быть использованы только для приведенных видов и размеров облопачивания и зазоров. При

других высотах сопел следует умножать к. п. д. на поправочный коэффициент k , определяемый по фиг. 2.30

В связи с отсутствием экспериментальных данных для всех вариантов облопачивания двухступенчатых колес, применяемых в турбинах, можно ориентировочно определять к. п. д. в зависимости от $\frac{u}{c_{\phi}}$ по кривой на фиг. 2.31.

Эта кривая, естественно, может служить только для приближенной оценки к. п. д. и его изменения при переменном режиме. На этом же графике дан поправочный коэффициент, учитывающий влияние высоты сопел



Фиг. 2.32 Коэффициент полезного действия регулирующей ступени ВК-100

Потери на трение, вентиляцию и выколачивание для дисков с двумя ступенями скорости находятся по формулам, аналогичным формулам (2.79) и (2.80):

$$\zeta_{\text{тр}} = \frac{1}{4} \frac{1}{19 h_{\phi} G v} [A d^2 + B (1 - e^{-0.5 c_{\phi 0.2}}) (l_2^{1.5} + l_2^{1.5})] \left(\frac{u}{100} \right)^3, \quad (2.95)$$

$$\zeta_{\kappa} = 0.11 \frac{b_2 l_2 + b_2 l_2}{F_3} \cdot \eta_{\text{в.д.}} \frac{u}{c_{\phi}}. \quad (2.96)$$

Отметим, что для регулирующих колес, расположенных в свободной камере (когда диск не «зажат» двумя диафрагмами), коэффициент A в формуле (2.79) берется в пределах $A = 2 \div 4$. Коэффициент $B = 0.35$, индекс κ относится ко второму ряду рабочих лопаток.

На фиг. 2.32 приведены экспериментальные значения к. п. д. регулирующего колеса с двумя ступенями скорости турбины ВК 100-2 ЛМЗ. Опыты проведены инженером ВТИ В. П. Лобановым. Коэффициент полезного действия подсчитан от состояния пара перед соплами. Опытные точки на этой кривой получены при работе турбины с полностью открытыми клапанами.

2.8. РАБОТА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ДАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА

При эксплуатации турбиной установок большой интерес представляет нахождение так называемого экономического вакуума (см. § 8-1), который определяет наимыгоднейший режим работы.

Для этого необходимо провести исследование работы последней ступени. Специфика работы последней ступени конденсационной турбины заключается в том, что на некоторые

режимах в соплах и лопатках возникают критические скорости, отклоняясь в косом срезе каналов и даже за его пределами. Возмущающие такие режимы работы, когда углубление вакуума при том же расходе пара не приводит к увеличению мощности турбины.

Рассмотрим работу последней ступени при постоянном пропуске пара и различных конечных давлениях. Пусть в расчетном режиме расход пара через ступень меньше критического. С понижением давления за ступенью скорости истечения возрастают и при каком-то давлении p_2 в соплах или лопатках возникает критический режим.

Исследуем случай, когда критический режим возникает сначала в соплах. Это произойдет, когда давление за соплами станет равным $p_{1к} = \dots = p_{кp} p'_0 = 0,577 p'_0$. Дальнейшее понижение давления за ступенью ($p_{21} < p_2$) приведет к тому, что давление за соплами повысится ($p_1 < p_{1к}$) и начнется расширение пара в косом срезе сопел; скорость истечения пара из сопел увеличится. Давление торможения перед ступенью p'_0 (а также p_0) не будет меняться, так как по условию количество пара, протекшего через ступень, постоянно. Последующее снижение давления за ступенью приведет к тому, что критический режим возникнет в лопатках, т. е. давление за лопатками будет равно $p_{2к} = \dots = p_{кp} p'_1 = 0,577 p'_1$. При дальнейшем понижении давления за ступенью ($p_2 < p_{2к}$) давление торможения (в относительном движении) p'_1 , а следовательно, и давление за соплами p_1 будут оставаться постоянными. Таким образом, входной треугольник скоростей, а следовательно, скорости c_1 и w_1 будут неизменны. Начиная с давления $p_{2к}$ имеет место расширение пара в косом срезе рабочих лопаток. При $p_2 < p_{2к}$ (см. стр. 37) расширение пара будет происходить за пределами косого среза. Как было показано в § 15, расширение пара за пределами косого среза, несмотря на увеличение перепада давлений, не приводит к увеличению окружного усилия $P_a \frac{G}{g} (w_{1a} + w_{2a})$, а следовательно, и мощности ступени. Треугольники скоростей последней ступени для рассматриваемого случая приведены на фиг. 2-33.

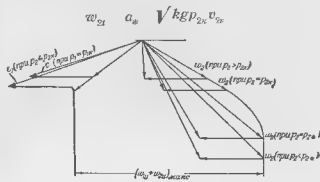
Возможен и иной случай работы ступени, когда критический режим возникает только в лопатках. Начиная с этого режима, давление за соплами и перед ступенью, а следовательно, входной треугольник скоростей не меняются при снижении противодавления, хотя режим в соплах и не является критическим.

Давление $p_{2к}$, при котором возникает критический режим в рабочих лопатках (независимо от того, каков режим истечения в соплах), можно определить следующим образом

Теоретическая относительная скорость выхода пара из рабочих лопаток рассчитывается по уравнению неразрывности

$$w_{2a} = \frac{G v_{2к}}{\mu_2 F_2}$$

С другой стороны, при критическом режиме эта скорость должна быть равна скорости звука при параметрах пара $p_{2к}$ и $v_{2к}$



Фиг. 2-33. Треугольники скоростей последней ступени при изменении конечного давления

Отсюда легко получить искомое давление $p_{2к}$

$$p_{2к} = \frac{1}{\mu_2} \sqrt{\frac{p_{2к} v_{2к}}{kg} \frac{G}{F_2} \cdot \frac{a_2}{\mu_2 kg} \frac{G}{F_2}} \quad (2-97)$$

В зоне возможной работы последней ступени конденсационной турбины, т. е. при параметрах пара, соответствующих состоянию за последней ступенью для различных конденсационных турбин при изменении режима, критическая скорость меняется незначительно и в среднем равна $a_2 \cdot \sqrt{kg p_{2к} v_{2к}} = 370$ м/сек. В этом случае формула (2-97) может быть заменена упрощенной формулой

$$p_{2к} \approx 33 \frac{G}{F_2} [кг/м^2], \quad G [кг/сек], \quad F_2 [м^2] \quad (2-98)$$

Определение давления $p_{2к}$, при котором возникает критический режим истечения, необходимо не только для анализа работы последней ступени. Такая задача встречается, например, при исследовании работы турбины с удаленными ступенями. В этом случае критическую скорость a_2 можно попрежнему считать примерно постоянной в значительной зоне изме-

нения параметров пара; однако эта постоянная, понятно, не будет всегда равна 370 м/сек (см. § 9-1).

Давление p_{2*} , при котором исчерпывается расширительная способность косога среза рабочих лопаток, найдется согласно § 1-5 по формуле

$$p_{2*} = p_{2c} (\sin \beta_2)^{\frac{2k}{k+1}}. \quad (2-99)$$

Представляет интерес определить приращение мощности ступени, если давление за ней снижается от p_{2c} до p_{2*} , а расход пара не меняется. Приrost мощности будет происходить в этом случае только вследствие изменения величины и направления относительной скорости выхода пара из рабочих лопаток, так как величина и направление входной скорости не меняются

$$\Delta N_{0.4} = \frac{Gw}{102g} [w_2 \cos(\beta_2 + \delta) - w_{2c} \cos \beta_2] \quad (2-100)$$

Относительную скорость w_2 можно выразить через скорость

$$w_{2c} \text{ и отношение давлений } e_2 = \frac{p_2}{p_1} = e_{kp} \frac{p_{2*}}{p_{2c}}:$$

$$w_2 = w_{2c} \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \sqrt{1 - e_2^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (2-101)$$

Тогда с помощью формул (1-33) и (2-101) получим из уравнения (2-100) выражение для прироста мощности на лопатках.

$$\Delta N_{0.4} = \frac{Gw_{2c}}{102g} \left\{ \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \left[1 - e_2^{\frac{k-1}{k}} \right] - \left(\frac{p_{2*}}{p_{2c}} \right)^{\frac{2}{k}} \sin^2 \beta_2 - \cos \beta_2 \right\}. \quad (2-102)$$

В том случае, когда давление за ступенью понизится от p_{2c} до $p_{2*} = p_{2*}$, приrost мощности будет максимальным.

$$\Delta N_{0.4} = \frac{Gw_{2c}}{102g} \left\{ \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \left[1 - (\sin \beta_2)^{\frac{2}{k+1}} \right] \cos \beta_2 \right\}. \quad (2-103)$$

Дальнейшее снижение давления $p_2 < p_{2*}$ (расширение пара происходит за пределами косога среза рабочих лопаток) не вызовет, как уже указывалось, дополнительного прироста мощности.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

В этой главе рассматривается работа многоступенчатой турбины при переменных пропусках пара. Далеко не всегда турбина отдает расчетную мощность, а следовательно, не всегда работает с расчетным пропускном паром. Особенно часто меняется расход пара в теплофикационных турбинах, где даже при неизменной мощности вследствие переменной тепловой нагрузки происходит изменение расходов пара по отсекам. Таким образом, работа турбины с переменным расходом пара при номинальных параметрах и нормальном состоянии проточной части является обычным режимом эксплуатации. Изменение расхода пара вызывает перераспределение давлений и теплосредов по ступеням, изменении мощности турбины, ее к. п. д., а также напряжений в элементах проточной части. Меняются и осевые усилия.

Особым режимом работы турбины является холостой ход. Расход пара на холостой ход невелик и обычно составляет 7—12% от номинального. При этом большая часть ступеней

Таблица 31

Расход пара на холостом ходу турбины

Тип турбины	Эквивалентная мощность, кВт	Параметры			Расход на холостом ходу, кг/сек	Расход на холостом ходу, кг/ч	$\frac{D_{x.х}}{D_{\text{н}}}$	Примечание
		p_k , атм	t_k , °C	p_k , атм				
OK 30	3 000	18	350	0,06	17,0	1,6	9,4	По типовым энергетическим характеристикам МЭС
AK2-1	20 000	26	375	0,07	100	7,6	7,6	
(П-165)								
AT-25-1	21 000	29	400	0,05	98	7,2	7,3	
(ДКО 185)								
АП 25-1	25 000	29	400	0,06	107	9,9	9,3	
(ДКО 195)								
AK 50-1	50 000	29	400	0,05		12,3		
(ТН 250)								
AK-50	50 000	29	400	0,05	222	7,5	3,4	
XIT-3								
AK 23	10 250	16	360	0,04	53,8	4,5	8,4	
bofl								
AK 12	9 750	26	375	0,05	52,8	3,8	7,2	
bofl								
AK 10	6 970	19	375	0,04	34,5	3,72	10,8	
MB								

не отдает полезной мощности, а наоборот, требует затраты мощности от других, полезно работающих ступеней (обычно регулирующей). Подсчет мощности и к. п. д. ступеней при незначительном пропуске пара очень не точен, так как основные характеристики ступеней существенно отклоняются от расчетных величин, ряд потерь в турбине, играющих при этих условиях работы второстепенную роль, становится в этом случае значительным. Это относится к потерям от утечки и перетекания, вызываемым большой степенью реакции, появляющейся в последних ступенях, потерям в клапанах и т. п.

Расход пара при холостом ходе зависит от многих конструктивных факторов и может быть более или менее точно определен не столько из расчета проточной части, сколько на базе испытаний турбин подобных конструкций.

В табл. 3-1 приведены расходы холостого хода ряда турбин, взятые по типовым энергетическим характеристикам [Л. 31] и другим испытаниям.

3-1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ПРОПУСКЕ ПАРА

Рассмотрим работу группы ступеней с неизменными проходными сечениями при двух пропусках пара: G и G_1 .

Сначала исследуем случай, когда в одной или нескольких ступенях этой группы как при расходе G , так и при расходе G_1 имеет место критический режим. Тогда давления пара перед ступенью, работающей с критическими скоростями, определяются по формуле (2-85) или при незначительном изменении температуры и влажности пара по формуле (2-86), т. е. меняются пропорционально пропуску пара. Рассматривая работу ступеней, предшествующих данной, можно убедиться, что и давления перед ними меняются пропорционально расходу пара или точнее по формуле

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{G_1}{G} \sqrt{\frac{T_{01} x_{01}}{T_0 x_0}} \quad (3-1)$$

Здесь параметры пара перед ступенью p_0 , T_0 , x_0 соответствуют пропуску G , а параметры пара p_{01} , T_{01} , x_{01} — пропуску G_1 .

Действительно, указанный вывод справедлив, так как давление пара за соплами этих ступеней пропорционально расходу пара, а следовательно, отношение давлений для сопел каждой ступени не меняется. Поэтому пропуск пара через сопла пропорционален начальному давлению. Этот вывод сделан в предположении постоянства степени реакции ступени; степень реакции в этом случае не меняется, так как отношение давлений в

ступени $\epsilon = \frac{p_2}{p_0}$ остается постоянным, а характеристика $\frac{u}{c_p}$ меняется только в меру отклонения абсолютной температуры T_0 .

Теперь исследуем случай, когда ни в одной из ступеней группы не возникает критического режима.

Для i -той ступени этой группы можно записать уравнение (2-89б)

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)^2 \left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i (p_{01}^2 - p_{21}^2) - (p_{01}^2 - p_{21}^2)$$

Суммируя левую и правую части этого выражения от $i = 1$ до $i = z$, где z — число ступеней в группе, получим

$$\left(\frac{G_1}{G}\right)^2 \frac{T_{01}}{T_0} \sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i - \sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i$$

Здесь отношение абсолютных температур пара вынесено за знак суммы, так как для всех ступеней группы эта величина примерно одинакова

$$\left(\frac{T_{01}}{T_0}\right)_i \approx \frac{T_{01}}{T_1}$$

Нетрудно видеть, что

$$\sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i - p_{01}^2 - p_{21}^2 = \sum_{i=1}^z (p_{01}^2 - p_{21}^2)_i - p_{01}^2 - p_{21}^2$$

где p_0 , p_z и p_{01} , p_{z1} — давления пара перед и за группой ступеней соответственно при расходе G и G_1 . Тогда

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (3-2)$$

или

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{01}}{p_0}\right)^2 - \left(\frac{p_{21}}{p_z}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon_{z1}^2}{1 - \epsilon_z^2}} \sqrt{\frac{1}{\epsilon}} \quad (3-2a)$$

Впервые указанная зависимость была получена на основании экспериментальных данных проф. А. Стодола [Л. 49] и графически представлена в виде так называемого конуса расходов; зависимость (3-2) впервые выведена иным путем Г. Флюгелем [Л. 36]

Для конденсационных турбин $(P_2/P_0)^2$ и $(P_{21}/P_0)^3$ обычно пренебрежимо малы и тогда расход пара прямо пропорционален давлению перед группой ступеней

$$\frac{G_1}{G} = \frac{P_{01}}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (3-3)$$

На фиг. 3-1 и 3-2 приведены экспериментальные данные, полученные при испытаниях конденсационных турбин активной ВК-50-1 ЛМЗ и реактивной ВК-35 ББЦ, которые хорошо подтверждают указанную линейную зависимость между расходами и давлениями пара. Опыты проведены ВТИ при отключенной системе регенерации

Аналогичные кривые для турбин с противодавлением ВР-24-МВ и ВР-25-ХТГЗ построены на фиг. 3-3 и 3-4. Опытные точки на графиках получены при испытаниях турбин, проведенных ОРГРЭС и ВТИ. Эти опыты, так же как и для конденсационных турбин, достаточно хорошо согласуются с теоретической зависимостью

При некоторых нерасчетных условиях работы турбины в ступенях, где ранее скорости были докритическими, появляется сверхкритический режим, или наоборот. Это встречается, например, в последней ступени турбины с противодавлением при значительном понижении противодавления, при уменьшении расхода пара через последние ступени конденсационной турбины и т. п.

Для расчета группы ступеней, когда какая-либо ступень этой группы переходит от докритического режима к сверхкритическому или наоборот, необходимо сначала определить режим, при котором в ступени возникает критический расход (что в большинстве случаев можно сделать подбором)¹. После

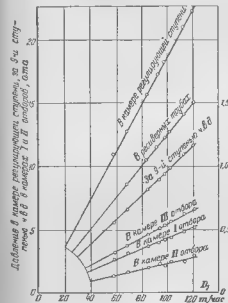
¹ Для того чтобы найти этот режим, можно воспользоваться графиком фиг. 9-1

этого расчет производится в два приема: отдельно для докритического и для критического расходов, пользуясь приведенными выше формулами

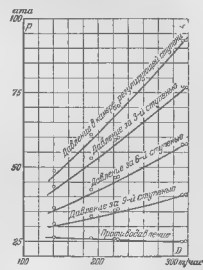
При работе турбины в нерасчетных условиях происходит перераспределение давлений и теплоперепадов по ступеням. Располагаемый теплоперепад ступени равен

$$h_0 = \frac{Ak}{k-1} P_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \approx \frac{Ak}{k-1} RT_0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3-4)$$

Если давление пара перед и за ступенью меняется пропорционально расходу, что имеет место в конденсационной турбине или при критическом режиме в данной группе, то



Фиг. 3-2. Давление пара в ступенях реактивной турбины ВК-35-ББЦ в зависимости от расхода пара



Фиг. 3-3. Давление пара в ступенях передаточной турбины ВР-25 МВ (по опытам ВТИ)

отношение давлений $\frac{P_2}{P_0} = \text{const}$, т. е. не зависит от пропуска пара, а располагаемый теплоперепад ступени пропорционален абсолютной температуре пара перед ступенью T_0 . В большинстве случаев температура T_0 при изменении пропуска пара меняется незначительно или остается постоянной. Следовательно, для промежуточных ступеней конденсационных турбин располагаемый теплоперепад практически не зависит от пропуска пара.

При этом будут оставаться неизменными характеристика η , степень реакции r , а следовательно, к. п. д. на лопатках ступени $\eta_{0,1}$ и потери от утечки ζ_y . Также не будут меняться относительные потери от трения, вентиляции и выкачивания $\zeta_{тр} + \zeta_v$. Таким образом, внутренний к. п. д. промежуточной ступени конденсационной турбины практически не зависит от пропуска пара, а мощность ступени пропорциональна расходу:

$$N_i - 4,19 \cdot i E_0 \eta_{0i} \approx \text{const} \cdot G \quad (3.5)$$

Указанные зависимости несправедливы для последней ступени, так как отношение давлений в этой ступени p_2/p_0 зависит от расхода пара.

Следует учесть, что для ступеней, работающих во влажном паре, потеря от влажности ζ_h не будет постоянна.

Пусть ступени работают с докритическими скоростями. Рассмотрим, как меняются теплоперепады в ступенях этой группы. Если ступень находится в

Фиг. 3-4 Давление пара в камере регулирующей ступени промежуточной турбины БР 25-1 ХПЗ в зависимости от расхода пара (по опытам ОРГРЕС)

такой группе, то отношение давлений за и до ступени p_2/p_0 не остается постоянным и может быть найдено из уравнения (3.2).

Давление пара перед первой ступенью группы из z ступеней при новом расходе пара G_1 и новом давлении за группой p_{z1} будет равно

$$p_{01}^2 = \left(\frac{G_1}{G} \right)^2 (p_0^2 - p_z^2) + p_{z1}^2$$

Давление за этой ступенью по той же формуле равно

$$p_{z1}^2 = \left(\frac{G}{G_1} \right)^2 (p_0^2 - p_z^2) + p_{z1}^2$$

Отсюда получим отношение давлений

$$\left(\frac{p_{z1}}{p_{01}} \right)^2 = \frac{p_0^2 - p_z^2}{p_0^2 - p_z^2 + p_{z1}^2} \left(\frac{G_1}{G} \right)^2 \quad (3-6)$$

Последуем сначала случай, когда противодействие остается постоянным $p_z = p_{z1}$. Тогда формула (3-6) примет вид

$$\left(\frac{p_{z1}}{p_{01}} \right)^2 = \frac{\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{G_1}{G} \right)^2 \right]}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{G_1}{G} \right)^2 \right]}$$

Из этой формулы видно, что чем больше отношение p_z/p_0 , т. е. чем ближе рассматриваемая ступень к последней ступени группы, тем значительнее меняется отношение давлений p_{z1}/p_{01} и теплоперепад в ступени при изменении пропуска пара.

Это же видно из графика на фиг. 3-5, где показано изменение рассматриваемых перепадов ступеней турбины с противодействием при снижении расхода пара.

Пусть теперь меняется давление за группой ступеней при постоянном пропуске пара. Тогда формула (3-6) примет вид

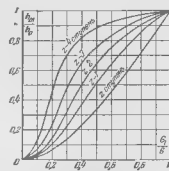
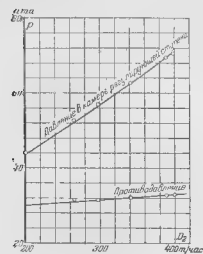
$$\left(\frac{p_{z1}}{p_{01}} \right)^2 = \frac{\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{p_{z1}}{p_z} \right)^2 \right]}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{p_{z1}}{p_z} \right)^2 \right]}$$

Анализируя эту формулу, так же видим, что чем ближе рассматриваемая ступень к последней ступени группы, тем в большей степени меняется отношение давлений p_{z1}/p_{01} и соответственно теплоперепады.

С помощью приведенных выше формул и графиков можно сделать вывод, что при различных расходах пара через турбину или при различном противодействии, меняется главным образом теплоперепад последней ступени. В меньшей степени меняется теплоперепад предпоследней ступени и практически сохраняются постоянными теплоперепады первых нерегулируемых ступеней.

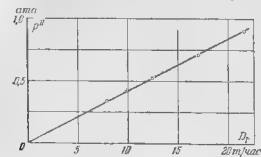
Следует иметь в виду, что очень большое снижение расхода пара вызывает уменьшение теплоперепадов всех или почти всех нерегулируемых ступеней турбины.

Рассмотрим изменение давлений пара и теплоперепадов по ступеням при переменном пропуске пара в турбинах с различными типами парораспределения.

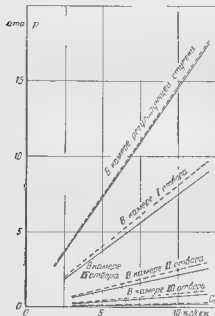


Фиг. 3-5 Изменение теплоперепадов по ступеням турбины с противодействием в зависимости от расхода пара (z — номер ступени).

денсационном режиме в зависимости от расхода пара при работе с включенными регенеративными подогревателями



Фиг. 3-7 Давление за ступенью турбины АП4 в зависимости от расхода пара в турбину при включенной системе регенерации



Фиг. 3-8 Изменение давлений по ступеням реактивной турбины АК12 при включенной системе регенерации или отключенной системе регенерации

Чтобы избежать этого следует ограничить пропуск пара в конденсатор максимальной расчетной величиной, контролируя

Опытные точки достаточно хорошо ложатся на прямую, т. е. следуют формуле (3-3), тем самым подтверждая незначительность влияния непропорционального изменения регенеративного отбора

При отключении отдельных подогревателей или всей схемы регенеративного подогрева давление по ступеням может существенно измениться. Для оп-

ределения новых давлений следует применять формулу (3-2а) [или (3-3)] последовательно для всех групп ступеней между двумя соседними регенеративными отборами. На фиг. 3-8 показано изменение давлений по ступеням турбины АК-12 при включенной и выключенной системе регенерации. Как видно из графика, давления по ступеням существенно разнятся для обоих случаев.

Следует иметь в виду, что после отключения того или иного подогревателя, если расход свежего пара сохраняется неизменным, пропуск пара через следующие за отключенным отбором ступени увеличивается, что вызывает перегрузку диафрагмы и рабочих лопаток этих ступеней. Большие, всего по сравнению с расчетными, возрастут напряжения в последней ступени турбины.

его по давлению в последнем отборе, которое должно быть не больше, чем при работе с полностью включенной системой регенерации. В этом случае расход свежего пара и максимальная мощность турбины уменьшаются. Для каждой комбинации отключения подогревателей можно определить максимально допустимые давления в камере регулирующей ступени, в камерах отборов и необходимое ограничение мощности. Ленинградский металлургический завод им. Сталина, например, дает для турбин ВК-50 и ВК-100 эти величины для случая отключения четвертой и пятой подогревателей и полностью выключения системы регенерации [Л. 35]. Эти данные приведены в табл. 3-2.

Таблица 3-2

Предельные давления и ограничение мощности конденсационных турбин высокого давления ЛМЗ им. Сталина при различных схемах работы регенерации

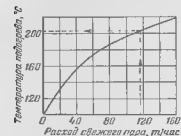
(Максимально допустимые давления в атмосферах и снижение мощности в кот при номинальной мощности при нормальных параметрах свежего пара)

Наименование камер	Тип турбин							
	ВК 50-1				ВК 100-2			
	Давление пара перед входом в турбину, атм	Отклонение по температуре, °С	Отклонение по давлению, атм	Регенерация, т/ч	Давление пара перед входом в турбину, атм	Отклонение по температуре, °С	Отклонение по давлению, атм	Регенерация, т/ч
Камера регулирующего колеса	50	44	39	50	44	38	38	38
Камера 1-го отбора	28	26,5	23	31	29	25	25	25
Камера 2-го отбора	16,8	16,8	15	17,5	17,5	15	15	15
Камера 3-го отбора	9,0	9,0	8,0	7,2	7,2	6,5	6,5	6,5
Камера 4-го отбора	3,3	3,3	3,1	3,2	3,2	3,0	3,0	3,0
Камера 5-го отбора	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Числовая мощность	—	* 1 800	8 000	—	3 800	16 000	16 000	16 000
Номинальная мощность	50 000	48 200	42 000	100 000	96 200	84 000	84 000	84 000

Как видно из таблицы, полное отключение системы регенерации должно сопровождаться снижением максимальной мощности этих турбин на 16%.

Отключение какого-либо подогревателя кроме первого по ходу пара вызывает не только перераспределение давлений по отсасам турбины, но и изменение количества пара, идущего в отбор, предшествующий отключенному. Действительно, температура питательной воды на выходе из подогревателя зависит от температуры насыщения отбираемого пара и при отклю-

чении следующего отбора меняется мало. Для того чтобы достичь той же температуры на выходе из подогревателя при снижении температуры питательной воды на входе в данный подогреватель, требуется большее количество пара.



Фиг. 3-9 Зависимость температуры регенеративного подогрева питательной воды от расхода свежего пара для турбины ВТ-25-4 ЛМЗ

температуры питательной воды в зависимости от мощности для конденсационных турбин высокого давления ЛМЗ. В некоторых случаях даются графики зависимости температуры регенеративного подогрева питательной воды от расхода пара

Таблица 3-3

Температура регенеративного подогрева питательной воды конденсационных турбин высокого давления ЛМЗ им. Сталина

Тип турбины	Мощность на валу, кВт	Расход свежего пара, т/час	Температура регенеративного подогрева питательной воды, $^{\circ}\text{C}$
ВК-25-1	15 000	62	195
	20 000	83	200
	25 000	106	223
ВК-50-1	30 000	112	185
	40 000	152	205
	50 000	191	212
ВК-100-2	80 000	301	205
	90 000	338	207
	100 000	377	212

Этот график необходим для турбин с регулируемым отбором пара, где не мощность турбины, а расход пара в часть высокого давления определяет давление в камере первого регенеративного отбора, а следовательно, и температуру питательной воды. На фиг. 3-9 приведен такой график для турбины ВТ-25-4 ЛМЗ.

Отключение какого-либо из подогревателей также влияет на температуру питательной воды, однако только в случае отключения первого подогревателя это влияние значительно.

3.3. ПОСТУПЕНЧАТЫЙ РАСЧЕТ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕННОМ РЕЖИМЕ

Если при новом режиме работы турбины необходимо достаточно точно определить к. п. д., осевое усилие и изменения напряжений в элементах проточной части, то следует произвести детальный поступенчатый расчет турбины.

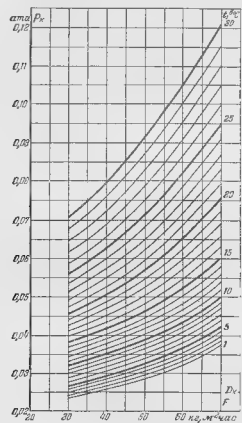
При этом предполагаются известными данные расчетного режима. Если такой расчет отсутствует, то следует определить давления и температуры пара по ступеням турбины при заданных размерах проточной части и параметрах свежего пара, пользуясь материалом гл. 5. В некоторых случаях детальный поступенчатый расчет удобнее вести, начиная с последней ступени.

Обычно бывают известны: новый расход пара G_1 и давление за турбиной P_{z1} . В турбинах с регулируемым противодавлением, так же как в части высокого давления турбины с регулируемым отбором пара, для большинства режимов $P_{z1} = P_z = \text{const}$. В конденсационных турбинах давление за последней ступенью находится по давлению в конденсаторе с учетом потерь в выпускном патрубке. Давление в конденсаторе можно определить по характеристике конденсатора в зависимости от паровой нагрузки, температуры и количества охлаждающей воды. Эти данные для различных конденсаторов приведены в типовых энергетических характеристиках турбоагрегатов, изданных Министерством электростанций [1, 31], а также в заводских расчетах. Пример такой характеристики конденсатора для турбины АК 50 I (ТН-250) дан на фиг. 3-10.

Построение процесса в турбине производится от состояния пара за последней ступенью, поэтому кроме заданного ранее давления P_{z1} необходимо также знать и теплосодержание пара i_{z1} . Для этого по данным § 3-4 оценивается внутренний к. п. д. η_0 проточной части всей турбины или отдельных групп ступеней.

Далее рассчитываются все ступени, начиная с последней. Методика расчета ступени при заданных конечных параметрах изложена в § 2-3. Для сопоставления от ступени к ступени, определенное состояние пара перед рассматриваемой группой ступеней (например, в камере регулирующей ступени, в камере обвода, перед первой ступенью при дроссельном регулировании и т. д.) При этом может оказаться, что ввиду неточности оценки к. п. д. η_0 полученное теплосодержание перед рас-

смаатриваемой группой ступеней не соответствует действительному теплосодержанию. Последнее можно найти по известному расходу и состоянию пара перед турбиной. Так, для турбины с дроссельным регулированием теплосодержание пара перед первой ступенью равно теплосодержанию свежего пара, при



Фиг. 3-10 Тепловые характеристики конденсатора турбины АК-0.1 ДМЗ

Несовпадение изобар при детальном расчете от конечного состояния возможно лишь при неточном расчете. Чтобы избежать этого, следует давление по ступеням контролировать по формулам § 3-1.

В большинстве случаев описанные расчеты можно значительно упростить и проводить по следующей схеме. Давление по ступеням определяется по формулам (3-2а) или (3-3). Задав произвольной линией процесса в турбине, следует найти по λ -диаграмме располагаемые теплоперепады ступеней и

с помощью регулирования его можно найти по к. п. д. регулирующей ступени для обводного регулирования по формулам смешения.

Даже в случае значительного расхождения указанных теплосодержаний можно не производить второго детального построения расчета, считая, что давление в ступенях и их внутренние к. п. д. определены правильно за исключением может быть, последних ступеней, к. п. д. которых следует уточнить из-за изменения степени влажности пара. Уточнен процесс построения процесса расширения пара ведется от исправленного начального состояния, последовательно от первой к последней ступени. На фиг. 3-11 процесс расширения пара, полученный по первому расчету, соответствует указанной ab , а уточненный процесс — ломаный $a'b'$.

отношения $\frac{u}{c_p}$. По полученным значениям $\frac{u}{c_p}$ с помощью графиков и формул, приведенных в § 2-5, можно определить изменение к. п. д. ступеней и по графику и формулам § 2-4 — изменение степени реакции. После этого, если требуется, можно произвести уточнение распределения давления по ступеням и линии процесса расширения пара.

При незначительных изменениях режима работы конденсационной турбины нужно рассчитывать только последнюю ступень, а для остальных ступеней принимать, что их к. п. д. и степень реакции не меняются.

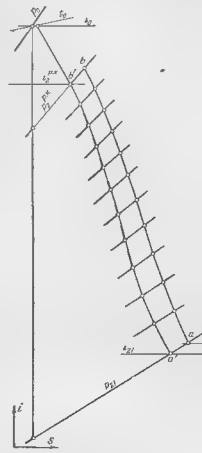
При некоторых особых режимах работы турбины, как, например, после удаления отдельных элементов проточной части, при изменении конечного давления и т. п., существенно изменяются условия работы отдельных ступеней. Тогда может оказаться, что режим работы этих ступеней из докритического станет критическим или наоборот. В таком случае, прежде чем производить детальный расчет, необходимо установить тот граничный режим, при котором осуществляется переход от докритических к сверхкритическим скоростям.

Пример 3-1.

Произведем расчет предвключенной турбины ВР 25 на пропуск пара $G_1 = 0,8$ т/сек. Расчет этой турбины на максимальный пропуск пара дан в приложении 3. Турбина имеет четыре регулирующих клапана. При расходе пара $G_1 = 0,8$ т/сек 103,7—88 кг/сек первые два клапана открыты полностью и пропускают 63 кг/сек, второй клапан открыт частично и пропускает 20 кг/сек, четвертый клапан закрыт (эти расчеты выполнены в примере 2-4).

Расчет сведен в табл. 3-4.

Давление пара за каждой ступенью (6-я строка табл. 3-4), начиная с регулирующей, находилось по формуле (3-2) с учетом изменения температуры пара. Предварительно эта температура (5-я строка) оценивалась, а затем



Фиг. 3-11 Построение процесса расширения пара в многоступенчатой турбине при детальном построении расчета

Таблица 3-4

Расчет турбины ВР-25 при пропуске пара

$$\frac{G_1}{G} = 0,8$$

№	Название величины	Обозначение	Размерность	1 регулирующее колесо		2-й ступени				
				поперечное отверстие клапана	расход от регулирующей клапана	2	3	4	5	6
1	Расход пара	G	кг/сек	63,0	50,4	62,3	62,3	62,3	62,3	62,3
2	Параметры пара перед ступенями	P_0	атм	63,0	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1
3	Температура пара перед ступенями	t_0	°C	63,0	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1
4	Давление за ступенями	P_1	атм	60,2	42,4	42,4	42,4	42,4	42,4	42,4
5	Расположение теплообменника	h_0	мм	12,2	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5
6	Кинетическая энергия входа пара	E_0	ккал/кг	0	0	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
7	Расход энергии	E_0	ккал/кг	27,4	10,1	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
8	Отношение скоростей	u_0	—	0,341	0,446	0,491	0,491	0,491	0,491	0,491
9	Кинетическая энергия выхода пара	E_1	ккал/кг	0,608	0,847	0,847	0,847	0,847	0,847	0,847
10	Внутренний КПД	η_0	—	0,680	0,828	0,832	0,832	0,832	0,832	0,832
11	Использованная мощность	N_1	кВт	5,530	2,900	2,870	2,870	2,870	2,870	2,870

после нахождения к п. д. ступени η_0 угловой (2-я строка). Ввиду того что ошибка в оценке температуры была очень незначительна, угловое давление не проводилось. К п. д. регулирующей ступени η_0 определены по формуле (2-94). Изменение к п. д. регулируемых ступеней по сравнению с расчетными значениями находилось с помощью графика по характеристике η_0 (фиг. 2-20). Кинетическая энергия пара, входящего в данную

ступень (8-я строка), принята такой же, как при расчетном режиме (с округлением до 0,1 ккал/кг). Следует иметь в виду, что ошибка в оценке этой величины не играет существенной роли при определении к п. д. Внутренний к п. д. ступени определен по методике изложенной в п. 2-5.

Внутренняя мощность турбины (см. 14-ю строку табл. 3-4) равна $N_1 = 19\ 150$ кВт, внутренний к. п. д. $\eta_0 = 0,735$ (с учетом потерь в паровых органах и в выходном патрубке).

Пример 3-2.
Произведем расчет конденсационной турбины АК4 на максимальный расход пара $G_1 = 5,25$ кг/сек (расчет этой турбины на расход пара $G = 4,2$ кг/сек дан в приложении 4). При максимальном пропуске пара все четыре регулирующих клапана полностью открыты. Давление в конденсаторе $P_{\text{кон}} = 0,06$ атм. Расчет сведен в табл. 3-5.

Таблица 3-5

Расчет турбины АК-4 при максимальном пропуске пара

$$\frac{G_1}{G} = 1$$

№	Название величины	Обозначение	Размерность	1-й ступени									
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Расход пара	G	кг/сек	5,25	5,13	5,13	4,68	4,68	4,68	4,68	4,42	4,42	4,21
2	Параметры пара перед ступенями	t_0, x_0	°C	434	343	313	284	254	224	194	164	134	104
3	Давление за ступенями	P_1	атм	33,0	12,4	9,11	6,70	4,83	3,40	2,31	1,52	0,93	0,49
4	Температура пара перед ступенями	t_0	°C	789,7	736,4	723,0	709,0	694,0	679,0	664,0	649,0	634,0	619,0
5	Давление за ступенями	P_2	атм	343	312	283	256	220	189	154	115	99,9	0,992
6	Расположение теплообменника	h_0	мм	12,4	9,11	6,70	4,83	3,40	2,31	1,52	0,93	0,53	0,29
7	Кинетическая энергия входа пара	E_0	ккал/кг	66,0	19,3	19,0	19,2	19,3	19,8	20,6	22,2	22,3	23,2
8	Расход энергии	E_0	ккал/кг	0	0	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7	0	0,8	1,1
9	Отношение скоростей	u_0	—	0,254	0,447	0,447	0,447	0,448	0,446	0,444	0,446	0,451	0,458
10	К. п. д. на лопатках	η_0	—	0,714	0,806	0,8,3	0,827	0,836	0,836	0,814	0,808	0,842	0,854
11	Использованная мощность	N_1	кВт	6,660	0,670	0,704	0,729	0,754	0,766	0,753	0,802	0,814	0,860
12	Внутренний к. п. д.	η_0	—	12,7	13,4	13,9	14,5	15,2	16,0	17,2	17,9	18,4	19,8
13	Использованная мощность	N_1	кВт	870	273	268	273	284	298	314	318	324	349

Давление за последней ступенью $p_{z1} = 0,065$ атм взято с учетом потерь в выходном патрубке. Давления по таблицам находимся по формуле (3-3). При этом учитывалось также изменение сухости пара

в ступенях турбины (6-я строка определений к. п. д. ступеней). В остальном методика расчета не отличалась от описанной выше в примере 3-1.

Процесс расширения пара в турбине изображен в h -диаграмме на фиг. 3-12. Ломаная ab соответствует максимальной расходу G_1 , а ломаная ab' — расходу $G = 4,2$ кг/сек. Максимальная внутренняя мощность турбины (см 16-ю строку табл. 3-5) равна 4246 кэл, внутренний к. п. д. $\eta_{oi} = 0,788$. Следует обратить внимание на устойчивость к. п. д., который при изменении расхода пара на 20% изменился всего на 0,2% (см приложение 4).

3-4 КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ

Одним из самых важных вопросов переменного режима является определение к. п. д. турбины.

Перед тем как рассматривать изменение к. п. д. турбины при переменном режиме, выявим влияние различных факторов на величину расчетного внутреннего к. п. д. отдельных групп ступеней.

Относительный внутренний к. п. д. каждой ступени, входящей в группу, можно оценить по характеристике ступени

$\frac{u}{c_{\phi}}$, объемному пропуску пара Gv , числу оборотов n и степени сухости пара x . Влияние $\frac{u}{c_{\phi}}$ и x на к. п. д. ступени разобрано в § 2-5. Объемный пропуск пара влияет на высоту сопел и лопаток, а следовательно, на коэффициенты скорости φ и ψ , на степень парциальности ϵ , а следовательно, на относительные потери от трения и вентиляции, от утечки ζ_v и выкачивания ζ_k .

Чем больше объемный пропуск пара Gv , тем меньше рассматриваемые потери, что видно из формул § 2-5, так как тем больше выходная площадь сопел ступени F_1

Большее число оборотов турбины при данных Gv и $\frac{u}{c_{\phi}}$ соответствует меньшему диаметру ступени и большему значению el . Таким образом, ступень турбины с большим числом оборотов будет иметь более высокий к. п. д. η_{oi} . Очевидно, что эти факторы (Gv и n) влияют также на внутренний к. п. д. группы ступеней.

Относительный внутренний к. п. д. группы ступеней с полным подводом пара равен.

$$\eta_{oi} = \frac{\sum h_i}{H_0} = \frac{\sum h_{oi}}{H_0} = \frac{\sum h_i (h_{oi} - \zeta_v - \zeta_m)}{H_0} \quad (3-7)$$

Здесь суммирование проводится по всем z ступеням группы.

На основании формул § 2-5 и выражений для площади и высоты сопел:

$$F_1 = \frac{Gv_1}{\mu_1 c_{\phi 1}}, \quad l_1 = \frac{Gv_1}{\mu_1 \pi d \sin \alpha c_{\phi 1}}$$

получим:

$$\eta_{oi} = \eta_{oi}^{\infty} \left(1 - \alpha \frac{\pi d \sin \alpha c_{\phi 1}}{Gv_1} \right) = \eta_{oi}^{\infty} \left(1 - \frac{\text{const}}{Gv_1} \right),$$

$$\zeta_v = \frac{\mu_1 f_v}{\mu_1 V} \frac{c_{\phi 1}}{z Gv_1} \eta_{oi} \approx \frac{\text{const}}{Gv_1},$$

$$\zeta_m = \frac{\text{const}}{Gv_1}.$$

Подставляя эти выражения в формулу (3-7), получим

$$\eta_{oi} = \frac{\sum h_{oi}^{\infty} - \sum h_{oi} \frac{\text{const}}{Gv_1}}{H_0} = (1 + \alpha) \eta_{oi}^{\infty} \frac{\text{const}}{GH_0} \sum v_1,$$

где α — коэффициент возврата тепла

Здесь при суммировании приняты для всех ступеней группы постоянными геометрические размеры ступени (за исключением высот сопел и лопаток), η_{oi}^{∞} , отношение $\frac{u}{c_{\phi}}$ и степень реакции ρ . Такое усреднение оправдано тем, что окончательная формула

¹ Следует помнить, что, вообще говоря, выбор расчетного числа оборотов турбины производится с учетом числа оборотов генератора, возможности применения редуктора, а для конденсационных турбин и с учетом особенностью проектирования последних ступеней.

необходима лишь для оценки к. п. д. Коэффициент возврата тепла α можно подсчитать по формуле [Л. 45]

$$\alpha = k \left(1 - \eta_{oi} \frac{H_0}{100} \frac{1}{z} \right). \quad (3-8)$$

Здесь η_{oi} — внутренний к. п. д. группы; $k = 0,20$, если располагаемый перепад группы ступеней лежит в области перегретого пара; $k = 0,12$, если вся линия процесса расширения лежит в области влажного пара, $k = 0,14$ – $0,18$, если линия процесса расширения переходит из области перегретого в область влажного пара, причем более высокие значения относятся к тому случаю, когда кривая расширения в основном лежит в области перегретого пара, а более низкие значения — к тому случаю, когда она в основном проходит в области влажного пара. В общем при больших перепадах надо выбирать несколько меньшее значение k , чем при малых перепадах.

Заменим сумму в выражении для η_{oi} интегралом

$$\sum_{v_1}^{h_0} \frac{dh_0}{v_1} \approx \int_{p_2}^{p_0} \frac{A v_1 dp}{v_1} = A (p_0 - p_2)$$

Тогда окончательно к. п. д. группы ступеней с полным подводом пара без учета возможных потерь от влажности пара и с выходной скоростью в последней ступени группы выразится следующим образом:

$$\eta_{oi} = (1 + \alpha) \eta_{oi}^{\infty} \text{ const } \frac{p_0 - p_2}{GH_0}. \quad (3-9)$$

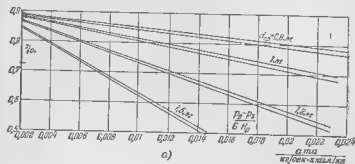
Таким образом, внутренний к. п. д. группы ступеней активной турбины линейно зависит от величины $\frac{p_0 - p_2}{GH_0}$. На фиг. 3-13, а дан график, построенный по формуле (3-9) для различных средних диаметров ступеней. График подсчитан для турбин с $n = 3000$ об/мин, но может быть также использован для оценки к. п. д. турбин с другим числом оборотов. Вычисления проводились в предположении, что ступени работают с оптимальными значениями $\frac{u}{c_{\phi}} \approx 0,5$. В случае существен-

ного отклонения характеристики $\left[\frac{u}{c_{\phi}} \right]_{cr} = \frac{u_{cr}}{915 \sqrt{\frac{H_0}{z}}}$ от оптимальной величины следует умножить полученное значение к. п. д. на коэффициент k , взятый по кривой фиг. 3-13, б.

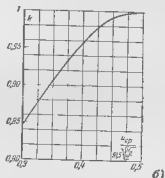
Если ступени работают во влажном паре, то определенное по графикам значение к. п. д. надо умножить на среднюю

для данной группы степень сухости пара. Потерю с выходной скоростью в последней ступени (особенно в конденсационной турбине) необходимо учесть особо.

Рассмотрим теперь изменение к. п. д. группы ступеней при различных пропусках пара через турбину. В § 3-2 было показано, что если давление пара перед и за группой меняется в одинаковой степени, то располагаемые теплопере-



Фиг. 3-13 График для оценки к. п. д. группы ступеней (при $n=3000$ об/мин и $e=1$)

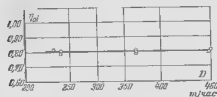


нады и к. п. д. ступеней группы практически не меняются, а следовательно, не будет меняться и внутренний к. п. д. группы.

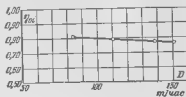
Таким образом, группа промежуточных ступеней турбины при изменении пропуска пара работает с постоянным к. п. д. Исключение составляет последняя ступень турбины (или, например, последняя ступень части высокого давления в турбине с постоянным давлением пара в отборе) или несколько последних ступеней турбины при значительном уменьшении расхода, особенно при высоком противодавлении. Исключение также составляет объединенная группа ступеней при перегрузке турбины с помощью обводного клапана.

Для ступеней, работающих во влажном паре, следует учитывать изменение степени влажности и влияние ее на к. п. д.

На фиг. 3-14 показаны опытные значения внутренних к. п. д. группы промежуточных ступеней турбины ВК-100 (от камеры регулирующей ступени до перепускного ресивера в часть низкого давления) при снижении пропуска пара от 460 до



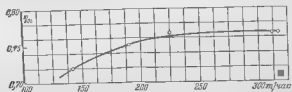
Фиг. 3-14. Внутренний к. п. д. регулируемых ступеней ч. в. д. турбины ВК-100 в зависимости от расхода пара (по опытам ВТИ).



Фиг. 3-15. Внутренний к. п. д. группы ступеней (от IV отбора до конденсатора) турбины ВК-50 в зависимости от расхода пара (по опытам ВТИ).

230 т/час. Как видно из графика, несмотря на значительное уменьшение расхода пара, к. п. д. практически не меняется, что подтверждает сказанное выше.

На фиг. 3-15 дан график к. п. д. группы ступеней турбины ВК-50 (от IV регенеративного отбора до конденсатора) в зависимости от пропуска пара в конденсатор. Так как рассматриваемая группа включает последнюю ступень,



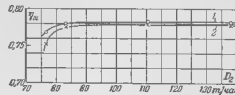
Фиг. 3-16. Внутренний к. п. д. группы последних ступеней регулирующей турбины ВР-24-МВ в зависимости от расхода пара (по опытам ВТИ).

к. п. д. которой существенно меняется, то и к. п. д. всей группы не остается постоянным. Снижение к. п. д. с ростом пропуска пара вызвано увеличением потери с выходной скоростью, имеющей в данном случае очень большой удельный вес в балансе потерь группы ступеней. Надо отметить, что в данной турбине расчетный пропуск пара намного ниже максимального.

На фиг. 3-16 представлены экспериментальные данные по к. п. д. группы последних ступеней (с 3й по 11-ю) регулирующей турбины ВР-24-МВ [Л. 27]. Так как в турбине с противодавлением потеря с выходной скоростью невелика, а кроме того, изменение расхода пара более существенно

влияет на величину располагаемых тепловых перепадов ступеней, чем в конденсационной турбине, то уменьшение пропуска пара приводит к снижению к. п. д.

Относительный внутренний к. п. д. всей турбины при изменении пропуска пара может быть подсчитан следующим путем. Рассматриваем отдельно регулируемую ступень, последнюю ступень (или в некоторых случаях несколько последних ступеней) и группу остальных промежуточных ступеней. При перегрузке турбины с обводным регулированием следует рассматривать отдельно также группу обводных ступеней. К. п. д. регулирующей ступени определяется на основании данных § 27, к. п. д. группы промежуточных ступеней не меняется (иногда, если влажность пара сильно изменилась, к. п. д. следует уточнить). Для последней ступени



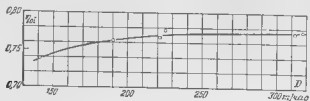
Фиг. 3-17. Коэффициент полезного действия проточной части мощной турбины высокого давления в зависимости от расхода пара в конденсатор по опытам ВТИ (при отключенной системе регенерации). 1 — от условного состояния перед соплами регулирующей ступени 2 — от состояния пара перед стопорным клапаном

к. п. д. надо определять детальным расчетом. При расчете последней ступени конденсационной турбины следует помнить о некоторых особенностях ее работы, описанных в § 28.

Внутренний к. п. д. проточной части многоступенчатой турбины даже при значительном уменьшении (или увеличении) пропуска пара меняется мало. Устойчивость к. п. д. объясняется тем, что почти все ступени турбины работают с практически постоянным к. п. д.

На фиг. 3-17 даны опытные значения внутреннего к. п. д. всей проточной части конденсационной турбины по испытаниям, проведенным доцентом Н. Г. Морозовым; к. п. д. подсчитан по состоянию пара перед соплами регулирующей ступени. Как видно из графиков, к. п. д. достаточно устойчив и существенно падает только при значительном уменьшении расхода пара. Менее устойчив к. п. д. турбины с противодавлением, что видно, например, из фиг. 3-18, где приведены опытные данные по предвыключенной турбине Метро-Виккерс, мощностью 24 000 квт с начальными параметрами пара $p_0 = 125 \text{ атм}$, $t_0 = 485^\circ\text{C}$ и противодавлением $p_2 = 26 \text{ атм}$. Опыты проводились сотрудниками ВТИ проф. Я. М. Рубинштейном и инж. В. П. Лобановым [Л. 27]. Значение к. п. д. на графике соответствуют режимам с полностью открытыми регулирующими клапанами.

При подсчете полного внутреннего к. п. д. всей турбины следует учитывать дросселирование в паровпускных органах, перепускных ресиверах и в выпускных патрубках, а также утечки пара через концевые уплотнения. Влияние потерь от дросселирования в паровпускных органах показано, например, на фиг. 3-17, где приведены значения к. п. д. турбины с учетом и без учета потерь при дросселировании пара.



Фиг. 3-18. Коэффициент полезного действия прототипной части предвключенной турбины BP 24 MB (по опытам ВТИ).

Для определения относительного электрического к. п. д. η_{oe} , η_{oe} , η_{oe} , необходимо знать механические потери (потери в подшипниках турбины и генератора, мощность, потребляемая главным масляным насосом, редукторными передачами и т. д.) и потери в электрическом генераторе.

Зная механический к. п. д. $\eta_{мк}$ при расчетном режиме и считая, что механические потери не зависят от нагрузки,

Таблица 3-6

Коэффициент полезного действия электрических генераторов завода „Электросила“

Тип	Мощность, кВт	К. п. д. при нагрузке, %		
		$\eta_{1/2}$	$\eta_{1/1}$	$\eta_{1/1}$
T2 0,5-2	500	88,5	90,5	92,5
T2 1-2	1 000	91,0	92,5	93,6
T2A-1,5-2	1 500	91,3	93,3	94,3
T2 3-2	3 000	92,0	93,9	95,0
T2-3,5-2	3 500	93,0	94,5	95,5
T2-6-2	6 000	94,0	95,5	96,0
T2-12-2	12 000	94,6	96,1	96,6
T2-25-2	25 000	95,4	96,7	97,2
T2-50-2	50 000	96,0	97,0	97,6
T2-100-2	100 000	96,8	97,5	97,8
TB 25-2	25 000	98,0 ¹	98,1 ²	98,2
			С водород- ным охлаж- дением	
TB-50-2	50 000	98,0 ¹	98,3 ²	98,6
TB-100-2	100 000	98,8 ²	98,9 ²	99,0
			То же	

¹ При нагрузке 60%.

² При нагрузке 80%.

³ При нагрузке 90%.

можно подсчитать его значение при частичной нагрузке по формуле

$$\eta_{\text{к}}^* = 1 - (1 - \eta_{\text{к}}) \frac{N_{\text{расч}}}{N} \quad (3-10)$$

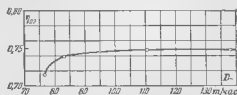
К. п. д. электрического генератора $\eta_{\text{эг}}$ приведены в табл. 3-6 в зависимости от типа генератора и мощности по данным завода „Электросила“.

Для иллюстрации на фиг. 3-19 показаны полученные экспериментально значения относительного электрического к. п. д. η_{oe} для активной турбины при различных пропусках пара, на фиг. 3-20 для реактивной конденсационной турбины ББЦ мощностью $N_g = 12 000 \text{ кВт}$. Для современных турбин с развитой системой регенерации понятие относительного электрического к. п. д. условно, и поэтому в практике для определения расхода пара на турбину при заданной электрической мощности пользуются обобщенными опытными зависимостями расхода пара от мощности $D_1 : f(N_g)$. Эти зависимости обычно принимаются линейными и для постоянных начальных параметров пара и давления в конденсаторе, при $N_g \ll N_g^{\text{эк}}$ описываются уравнением

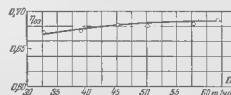
$$D_1 = c + aN_g + b(N_g - N_g^{\text{эк}}),$$

где $N_g^{\text{эк}}$ — экономическая мощность

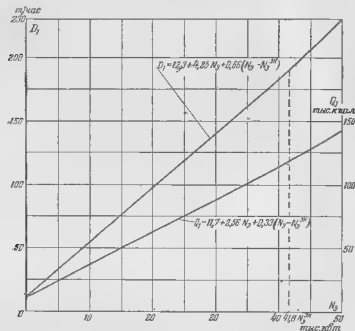
Для ряда турбин отечественного производства данные по испытаниям обобщены в изданных Министерством электростанций СССР „Типовых энергетических характеристиках турбоагрегатов“ [Л. 31]. На фиг. 3-21 приведена, например, типовая характеристика турбоагрегата АК-50-1 ЛМЗ.



Фиг. 3-19. Относительный электрический к. п. д. мощной турбины высокого давления в зависимости от пропуска пара в конденсатор по опытам ВТИ (при отключенной системе регенерации).



Фиг. 3-20. Относительный электрический к. п. д. реактивной конденсационной турбины мощностью 12 000 кВт в зависимости от расхода пара (по опытам ОРГРЭС)



Фиг. 3-21 Типовая характеристика турбоагрегата АК-50-1 ЛМЗ.

3.5. ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК И ДИАФРАГМ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ПРОПУСКЕ ПАРА

При отклонении режима работы турбины от расчетного меняются напряжения в рабочих лопатках и диафрагмах (а в реактивных турбинах — в рабочих и направляющих лопатках). Кроме того, меняется температура пара в ступенях турбины. Таким образом, при новом режиме эксплуатации необходимо проверить возможность надежной работы элементов прочной части.

Проверить, допустима ли работа той или иной детали турбины с точки зрения прочности, можно, если известны не только действующие на нее усилия (определяемые из теплового расчета), но и точные размеры детали и полная характеристика материала, из которого она изготовлена. Необходимо отметить, что для некоторых деталей турбин допустимая нагрузка определяется не только из расчета, но и должна быть проверена опытно. Так, например, при данной нагрузке прогиб в диафрагмах проверяется экспериментально. Таким образом, полная проверка надежности работы детали в измененных условиях может быть, как пра-

вило, проведена только заводом-изготовителем. Поэтому критерием допустимости данного режима работы турбины с точки зрения прочности и надежности в большинстве случаев является следующее условие. Усилия, действующие на детали прочной части, и соответствующая температура (если она достаточно высока) не должны превосходить наибольших усилий и максимальных температур, допущенных заводом при нормальных условиях работы.

Если имеется возможность установить допускаемые напряжения, то, естественно, не стоит ограничиваться напряжениями, допустимыми заводом-изготовителем. Однако такой расчет следует производить с большой осторожностью, будучи твердо уверенным в характеристике материала детали. Иногда косвенным путем можно прийти к выводу о возможности повышения напряжений по сравнению с допущенными заводом для данной детали. Так, если в нескольких ступенях турбины рабочие лопатки выполнены из одинаковой стали, имеют одинаковые профили, хвосты и отличаются лишь высотой, то можно допустить в каждой из этих лопаток напряжения, хотя и превышающие расчетные, но равные расчетным напряжениям в наиболее длинной лопатке данной группы ступеней. В этом случае следует также выяснить и вибрационные условия работы ступеней, учесть температуру пара в ступени и т. д.

Как известно [Л. 44], напряжение в диафрагме и ее максимальный прогиб пропорциональны разности давлений пара $\Delta p = p_0 - p_1$ перед и за диафрагмой. Таким образом, при работе турбины в несчетном режиме необходимо соблюдать условие

$$\Delta p \leq \Delta p_{\text{макс}}, \quad (3.11)$$

где $\Delta p_{\text{макс}}$ — наибольший перепад давлений, допущенный заводом для данной диафрагмы.

При увеличении расхода пара и при постоянных начальных параметрах и давлении за турбиной (или давлении в регулируемом отборе) перепад давлений на ступень $p_0 - p_2$, а следовательно, и на диафрагму ($\Delta p = p_0 - p_1$) возрастает.

Для промежуточных ступеней перепады Δp и напряжения в диафрагмах будут примерно пропорциональны расходу пара (см. § 3-1). Еще в большей степени при этом возрастает перепад на диафрагме последней ступени конденсационной турбины и диафрагмах последних ступеней турбин с противодавлением или регулируемым отбором. Для определения перепада в промежуточных ступенях можно воспользоваться формулами (3-2) и (3-3). Для последней ступени необходимо еще учесть изменение степени реакции

В случае работы турбины с неизменным пропуском свежего пара при отключении одного (или нескольких) регенеративного подогревателя расхода пара через ступени, следующие за выключенным отбором, возрастает (см. § 3.2). Следовательно, возрастают напряжения в диафрагмах этих ступеней.

Таким образом, увеличение пропуска пара свыше указанного заводом при номинальных параметрах, а также работа турбины с отключенной системой регенерации при максимальном расходе свежего пара приводит к увеличению напряжений в диафрагмах свыше расчетных.

Изгибающие напряжения в рабочих лопатках определяются по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{Pl}{2W},$$

где P — изгибающее усилие, действующее на лопатку,

l — длина лопатки;

W — минимальный момент сопротивления поперечного сечения лопатки

Для активных профилей рабочих лопаток обычно считают, что изгибающие напряжения пропорциональны окружной составляющей усилия, действующего на рабочие лопатки [Л. 19]. Это усилие равно

$$P_a = \frac{G}{gcz} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{102 N_{0,а}}{u_{ze}} + \frac{427 G h_0 q_{0,а}}{u_{ze}}. \quad (3-12)$$

Здесь z — число рабочих лопаток на диске.

В ступенях с реактивными профилями рабочих лопаток, т. е. в реактивных турбинах или в последних ступенях конденсационных турбин активного типа, считают, что изгибающие напряжения пропорциональны усилию

$$P = \sqrt{P_a^2 + P_s^2}, \quad (3-13)$$

где P_a — окружная составляющая усилия, равная

$$P_a = \frac{G}{gcz} (c_1 \sin \alpha_1 + c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) \frac{\pi d l}{z}, \quad (3-14)$$

Сравнивая два режима работы промежуточной ступени активной турбины, получим, что изгибающие напряжения в рабочих лопатках относятся как мощности

$$\frac{\sigma_{из1}}{\sigma_{из2}} = \frac{N_{1,а1}}{N_{0,а1}} = \frac{G_1 h_{01} \eta_{а1}}{G h_0 \eta_{а1}}. \quad (3-15)$$

При изменении пропуска пара теплоперепады и к. п. д. промежуточных ступеней остаются приблизительно постоянными (см. § 3.1) и в этом случае напряжения пропорциональны расходам. Таким образом, наибольшее напряжение будет при максимальном пропуске пара

В последней ступени турбины (или в ступени, предшествующей регулируемому отбору) увеличение пропуска пара приводит к росту располагаемого теплоперепада, поэтому и здесь наибольшие напряжения в лопатках будут возникать при максимальном расходе пара

Условие, обеспечивающее надежную работу рабочих лопаток на нерасчетном режиме турбины, будет

$$N_{0,а} \leq N_{0,а}^{max} \quad \text{или} \quad G h_0 \eta_{а1} \leq [G h_0 \eta_{а1}]^{max}. \quad (3-16)$$

Изгибающие напряжения в рабочих лопатках реактивных турбин также пропорциональны расходу пара. Окружная составляющая P_a , как показано выше, пропорциональна пропуску пара. Пропорциональность расходу осевой составляющей P_s также очевидна, так как степень реакции в реактивной ступени примерно постоянна, а перепад давлений на ступень пропорционален пропуску пара.

Таким образом, условием надежной работы реактивных лопаток является

$$P \leq P^{max}, \quad (3-17)$$

причем за малостью можно пренебречь первым слагаемым в формуле (3-14).

В регулирующей ступени, где степень парциальности e непостоянна, наибольшие изгибающие напряжения в рабочих лопатках [см. формулу (3-12)] возникают при работе с одним полностью открытым регулирующим клапаном. В самом деле, наибольший теплоперепад регулирующей ступени

$$h_0 = \frac{\Delta k}{k-1} p_{0n} v_{0n} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{0n}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

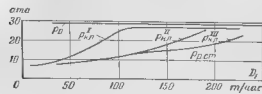
соответствует режиму одного открытого клапана, так как при этом отношение давления в камере ступени p_2 к давлению перед соплами p_{0n} будет наименьшим, в то время как произведение

$$p_{0n} v_{0n} = p_0 v_0 = \text{const.}$$

Величина $\frac{G}{c}$ пропорциональна расходу пара через одно сопло и поэтому достигает максимального значения при наибольшем давлении перед соплами и наименьшем отношении давлений, а это будет при одном полностью открытом клапане

К этому выводу можно прийти также из рассмотрения диаграммы давлений по клапанам при сопловом парораспределении (фиг. 3-22).

Таким образом, прежде чем допустить работу турбины при измененном режиме, необходимо убедиться, что для регулирующей ступени выполняется условие



Фиг. 3 22 Давление за регулируемыми клапанами и в камере регулирующей ступени ч в. д. турбины АП-25-1

$$\frac{G_{0,1} \sqrt{p_{0,1}}}{e} \leq \left[\frac{G_{0,1} \sqrt{p_{0,1}}}{e} \right]_{расч} \quad (3-18)$$

где индекс 1 относится к режиму с одним полностью открытым клапаном

В отличие от статических динамические напряжения, вызванные парциальным подводом пара, будут максимальными [Л. 19, стр 108] при нескольких полностью открытых клапанах (в случае прямоугольной нагрузки при наличии разрыва между дугами подвода пара)

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕННОМ ЧИСЛЕ ОБОРОТОВ

Транспортные турбины, а также турбины, служащие для привода воздушных компрессоров, эксгаустеров и насосов, работают с переменным числом оборотов. При проектировании и эксплуатации таких турбин желательно знать, как влияет изменение числа оборотов на характеристики турбин.

Рассмотрим сначала работу отдельной ступени.

Зависимость между расходом и параметрами пара в ступени с учетом изменения ее степени реакции была выведена выше (см. § 2 6, формула 2-89) и запишется в виде:

$$G_1 = \sqrt{\frac{p_{0,1}^2 - p_{2,1}^2}{p_{0,1}^2 - p_{2,1}^2}} \cdot \frac{a(p_{0,1} - p_{2,1})}{a(p_{0,1} - p_{2,1})} \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{1 - p}} \sqrt{\frac{T_{0,1}}{T_{0,1}}} \cdot \frac{a}{1 - \varepsilon_{кр}} \quad (4-1)$$

Этой зависимостью можно воспользоваться при расчете нового режима работы ступени, когда меняются не только параметры и расход пара, но и число оборотов. В § 2 6, где была выведена эта формула, исследовался случай постоянного числа оборотов, когда приращение степени реакции вызывается только изменением теплоперепада ступени. В общем случае

степень реакции, зависящая от характеристики $\frac{n}{c_{\phi}}$, является функцией как теплоперепада, так и числа оборотов.

Приращение степени реакции Δr при переходе от одного режима работы к другому можно определить по формулам или графикам § 2-4, после чего пользование формулой (4-1) не представляет трудности.

Исследуем теперь отдельные, встречающиеся в практике случаи работы ступени при переменном числе оборотов

Пусть параметры пара перед ступенью p_0 , t_0 и давление за ней p_2 поддерживаются постоянными. Ясно, что при этом располагаемый теплоперепад ступени также остается постоянным. Тогда при изменении числа оборотов n будет меняться характеристика $x = \frac{n}{c_{\phi}}$, а следовательно, и степень реакции r . Увеличение числа оборотов приводит к увеличению степени реакции, а значит, при неизменных начальных параметрах и конечном давлении к повышению давления p_1 в зазоре между соплами и рабочими лопатками. Это в свою очередь ведет к сокращению расхода пара через сопла. Снижение числа оборотов вызовет увеличение количества пара, протекающего через ступень

Указанные выводы справедливы в том случае, когда скорости истечения в соплах не достигают критических, так как при критических скоростях изменение давления за соплами не вызовет изменения расхода пара, который останется равным критическому. При $p_{0,1} = p_c$, $T_{0,1} = T_0$ и $p_{2,1} = p_2$ формула (4-1) приобретает вид

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{1 - p}} \quad (4-2)$$

Здесь расход пара G и реакция r соответствуют числу оборотов n , а расход G_1 и степень реакции $r_1 = r + \Delta r$ соответствуют числу оборотов $n_1 = n + \Delta n$

Если относительная площадь зазоров в ступени невелика и можно пренебречь влиянием утечки, то согласно § 2-4 приращение степени реакции можно записать следующим образом.

$$\frac{\Delta r}{1 - p} = 0,4 \frac{\Delta x}{x} = 0,4 \frac{\Delta n}{n} \quad (4-3)$$

Формулой (4-3) можно воспользоваться при относительно не большом изменении числа оборотов: $-0,15 < \frac{\Delta n}{n} < +0,2$. В этом диапазоне изменения $\frac{\Delta n}{n}$ формулу (4-3) можно представить следующим образом:

$$\frac{G_1}{G} = 1 - 0,2 \frac{\Delta n}{n} \quad (4-4)$$

Если нельзя пренебречь утечкой (или подсосом) в ступени, то Δp в формуле (4.2) следует подсчитывать согласно методу, изложенному в § 2.4. Так как в этом случае изменение степени реакции будет меньшим, чем при отсутствии утечки, то и изменение расхода пара будет менее значительным, чем определенное по формуле (4.4).

Рассмотрим, например, ступень с площадью сопел $F_1 = 150 \text{ см}^2$, площадью зазоров уплотнений $F_y = 7,0 \text{ см}^2$, числом гребней в уплотнении z , 4, площадью разгрузочных отверстий $F_p = 88 \text{ см}^2$, площадью кольцевого зазора между диафрагмой и бандажем $F_c = 45 \text{ см}^2$. При числе оборотов $n = 3000$ об/мин степень реакции $p = 0$.

Увеличение числа оборотов до $n = 3600$ об/мин, т. е. на $\Delta n = 600$ об/мин, приведет к приращению степени реакции (согласно фиг. 2-16) на $\Delta p = 0,03$, и, следовательно, к уменьшению расхода пара на 1,5%. Если же не учитывать влияние утечки, то изменение степени реакции составит $\Delta p = 0,08$ и расход пара уменьшится согласно формуле (4.2) на 4,1%. Формула (4.4) дает снижение расхода пара на 4%.

Таким образом, очевидно, что даже значительное отклонение числа оборотов мало влияет на расход пара (особенно с учетом действительно имеющей место утечки).

Можно проанализировать другой случай работы ступени, когда постоянными поддерживаются давление за ступенью p_2 и расход пара G . При этом изменение числа оборотов приведет к изменению давления перед ступенью. Увеличение числа оборотов вызовет повышение начального давления, а уменьшение числа оборотов — понижение начального давления.

Найдем зависимость давления перед ступенью от числа оборотов. Так как расход пара не меняется, то из формулы (4.1) следует

$$\frac{p_1^2 - p_2^2 - a(p_{01} - p_2)^2}{p_0^2 - p_2^2 - a(p_0 - p_2)^2} \left(1 - \frac{\Delta p}{1 - p}\right) \frac{T_0}{T_{\text{из}}} = 1. \quad (4.5)$$

Эту формулу можно упростить, пренебрегая малыми второго порядка и принимая во внимание, что изменение начальной температуры невелико. Тогда получим

$$\frac{p_1}{p_0} = 1 + 0,5(1 - \varepsilon^2) \frac{\Delta p}{1 - p}, \quad (4.6)$$

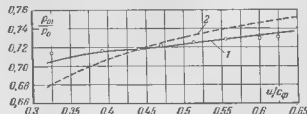
где $\varepsilon = \frac{p_2}{p_0}$.

Можно считать, что приращение степени реакции зависит только от изменения числа оборотов, так как изменение теплоперепада является малым второго порядка

Если относительная площадь зазоров в ступени невелика и можно пренебречь влиянием утечки (или подсоса) на степень реакции, то вместо формулы (4.6) получим

$$\frac{p_1}{p_0} = 1 + 0,2(1 - \varepsilon^2) \frac{\Delta p}{p}. \quad (4.7)$$

Зависимость (4.6) подтверждается опытными данными, полученными на экспериментальной турбине. Испытанию [Л. 46] подвергалась ступень диаметром $d = 0,5$ м, высотой сопла 50 мм и с полным подводом пара. Утечка (или подсос)



Фиг. 4-1. Зависимость давления перед ступенью от числа оборотов при постоянном противодавлении. Опытные точки получены на экспериментальной турбине
1 — по формуле (4.6) с учетом утечки пара, 2 — без учета утечки пара

в ступени возникала только поверх бандажа. Относительная площадь зазора $f_c = \frac{F_c}{F_1} = 0,3$. Расход пара через ступень и давление за ступенью ($p_2 = 0,483 \text{ атм}$) во время эксперимента поддерживались постоянными. Число оборотов менялось от $n = 5000$ об/мин до $n = 10000$ об/мин, что соответствует изменению характеристики $\frac{u}{c_\phi}$ от 0,32 до 0,63.

На фиг. 4-1 показаны опытные точки, представляющие давление перед ступенью в зависимости от числа оборотов. За расчетный принят режим при $n = 7500$ об/мин, для которого $p_0 = 0,718 \text{ атм}$. Здесь же на графике дана теоретическая кривая, подсчитанная по формуле (4.6) при $\varepsilon = \frac{p_2}{p_0} = \frac{0,433}{0,718} = 0,672$.

Приращение реакции определялось с помощью универсальной зависимости (фиг. 2-11); влияние утечки и подсоса учитывалось для конкретных условий по фиг. 2-16.

Теоретический расчет дает хорошее совпадение с данными опыта. Пунктирная кривая соответствует изменению давления, подсчитанному по теоретической степени реакции, т. е. без учета утечки и подсоса, что в данном случае довольно значительно расходится с опытом.

Перейдем теперь к нахождению аналогичных зависимостей для многоступенчатой турбины.

При расчетном числе оборотов n и пропуске пара G давление пара перед рассматриваемой группой ступеней равно p_0 , а за группой — p_z . Пусть при ном режиме работы число оборотов n_1 , $n + \Delta n$, расход пара равен G_1 , а давления до и за группой соответственно равны p_{01} и p_{z1} .

Для каждой ступени следовало бы записать уравнение (4-1) и из совместного решения z таких уравнений найти зависимость между перечисленными величинами. Можно считать, что приращение степени реакции вызывается только изменением числа оборотов. Приращение же степени реакции, вызванное изменением теплоперепада ступени, как это было показано ранее в § 2-6, компенсируется вторыми слагаемыми в числителе и знаменателе первого радикала в формуле (4-1). Тогда для i -й ступени можно записать уравнение

$$[(p_{0i}^2 - p_{zi}^2) \left(\frac{G_1}{G} \right)^2 - (p_{01i}^2 - p_{z1i}^2)] \left(1 - \frac{\Delta p_i}{p_i} \right) \quad (4-8)$$

Относительное приращение степени реакции $\frac{\Delta p_i}{1 - p_i}$ согласно введенной в § 2-4 универсальной зависимости является функцией только $\frac{\Delta x_i}{x_i} - \frac{\Delta n}{n}$, откуда следует, что эта величина будет для каждого числа оборотов постоянной для всех ступеней.

Суммируя правую и левую части выражения (4-8) для всех ступеней группы, получим

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (4-9)$$

Так как по условию вывода приращение степени реакции зависит только от числа оборотов, то при неизменном числе оборотов ($\Delta n = 0$, $\Delta p = 0$) формула (4-9) переходит в формулу (3-2).

Для частного случая одной ступени формула (4-9) переходит в формулу (4-2) (постоянные параметры пара до и за ступенью) и в (4-6) (постоянные расход пара и давление за ступенью).

В этих формулах Δp определяется, как было показано выше, в зависимости от $\frac{\Delta n}{n}$ и возможной утечки (или подсоса) пара. При относительно малых зазорах в ступенях, когда можно пренебречь утечкой (или подсосом) пара, и при не-

маленьким отклонением числа оборотов формула (4-9) займется следующим образом.

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_0^2 - p_z^2}} \sqrt{1 - 0,4 \frac{\Delta n}{n}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (4-10)$$

Заметим, что полученное по этой формуле отклонение расхода или давления пара вследствие изменения числа оборотов завишено, так как в действительности всегда имеет место подсос или утечка пара.

Из формул (4-9) и (1-10) можно сделать вывод, что при неизменных начальном и конечном давлениях увеличение числа оборотов приводит к росту расхода пара. Однако влияние изменения n на расход пара невелико. Так увеличение числа оборотов на 25% вызовет снижение пропуска пара не более чем на 5%. В действительности из-за влияния утечек расход пара сократится менее значительно.

Таким образом, можно заключить, что число оборотов не очень сильно влияет на расход пара. Однако будет неверным утверждать, что расход вообще не зависит от числа оборотов даже при очень существенном его изменении. Такое утверждение, распространенное в литературе, основывается на опытах, проведенных К. Мауритцем [11, 22]. Испытаниям подвергалась 10 ступенчатая турбина с противодавлением. При поддержании постоянными начальных параметров пара и конечного давления и изменении числа оборотов в диапазоне от 577 до 7541 об/мин Мауритц не заметил сколько-нибудь закономерного изменения расхода пара. Это можно объяснить тем, что в исследуемой турбине рабочие лопатки были очень небольшой высоты — от 5 до 22 мм. Естественно, что при таких размерах лопаток чрезвычайно велико влияние зазоров, так как относительные их площади лежат в пределах $f_0 = \frac{F_0}{F_1} = 1,3 \div 0,35$.

Очевидно, что даже очень большое изменение числа оборотов не вызовет ощутимого приращения степени реакции, а следовательно, и изменения расхода пара, если относительные зазоры столь велики. Ни Мауритц, ни комментаторы его работы не отмечают этой основной причины постоянства пропуска пара. Следует также отметить (что признает сам автор) низкую точность измерения в опытах расхода пара. Погрешность в определении расхода пара в указанных опытах была больше, чем то изменение пропуска пара, которое следовало ожидать в данных конкретных условиях.

При изменении числа оборотов меняется для всех ступеней характеристика $\frac{u}{c_{\phi}}$. Также меняется к. п. д., который за-

висит главным образом от этой характеристики. Так как $\frac{u}{c_\phi}$ будет во всех ступенях меняться примерно в одинаковой степени, то для группы ступеней изменение к. п. д. можно оценить, воспользовавшись графиком $\eta-f\left(\frac{u}{c_\phi}\right)$ для одной ступени (фиг. 2 20).

ГЛАВА ПЯТАЯ

РАСЧЕТ МНОГУСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ЗАДАННЫХ РАЗМЕРАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

В ряде случаев приходится иметь дело с эксплуатацией переделками, а иногда и проектированием турбин, тепловой расчет которых отсутствует. При этом могут быть известны все или некоторые размеры проточной части.

Практический интерес представляют следующие задачи

1) требуется определить расход пара и мощность турбины при заданных начальных параметрах пара и давлении за турбиной;

2) требуется определить параметры пара перед турбиной и ее мощность, если известно противодавление и расход пара;

3) требуется определить давление в камере регулируемого отбора и максимальный расход пара из отбора при заданных мощности турбины, начальных параметрах и давлении отработающего пара.

Разберем последовательно эти случаи

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА И МОЩНОСТИ ТУРБИНЫ¹

Рассмотрим группу ступеней активной турбины, параметры пара перед которой p_0 , t_0 и u_0 , а давление за последней ступенью группы p_z . Для ступеней этой группы предполагаются известными площади проходных сечений сопел $F_1, F_2, \dots, F_n, \dots, F_z$.

Поставим задачу определить расход пара G через эту группу, если ни в одной из ступеней не имеет место критическое истечение. Тогда для i -й ступени можно написать (см. § 1-2)

$$G = 2,03 F_i \alpha_i \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (5-1)$$

¹ Подобная задача ранее рассмотрена А. С. Зильберманом [Л. 12], применившим другой метод расчета

Здесь $\alpha_i = \frac{G}{G_{i \max}}$, а $G_{i \max} = 2,03 F_i \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$ критический расход через сопла i -й ступени, подсчитанный при параметрах пара перед ступенью p_0 , u_0 , т. е. при параметрах пара перед первой ступенью

Принимая для сопел эллиптическую зависимость для относительного расхода пара, имеем

$$\frac{T_i}{T_0} \left(1 - \epsilon_{kp}^2 \alpha_i^2 : (1 - \epsilon_{kp}) \left[\left(\frac{p_{i-1}}{p_0} \right)^2 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^2 \right] - \epsilon_{kp} \left(\frac{p_{i-1}}{p_0} - \frac{p_i}{p_0} \right)^2 \right) \quad (5-2)$$

p_{i-1} , T_{i-1} — параметры пара перед i -й ступенью.

Эта формула будет справедлива, если давление за соплами i -й ступени будет равно давлению торможения перед соплами $i+1$ -й ступени. В ступенях активных турбин при докритическом истечении это условие прислужно соблюдается за исключением ступеней, за которыми имеются емкие камеры. Встречающиеся незначительные отклонения от этого условия не приведут в итоговую формулу для определения расхода к существенной ошибке. Из формул (5-1) и (5-2) получим

$$\frac{1 - \epsilon_{kp}}{2,03^2} \frac{p_0}{v_0} G^2 \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0} = \left[\left(\frac{p_{i-1}}{p_0} \right)^2 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^2 \right] - \epsilon_{kp} \left(\frac{p_{i-1}}{p_0} - \frac{p_i}{p_0} \right)^2$$

Суммируя левую и правую части полученного выражения от $i=1$ до $i=z$, где z — число ступеней в группе, придем к выражению

$$\frac{1 - \epsilon_{kp}}{2,03^2} \frac{p_0}{v_0} G^2 \sum_{i=1}^z \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0} = \sum_{i=1}^z \left[\left(\frac{p_{i-1}}{p_0} \right)^2 - \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^2 \right] - \epsilon_{kp} \sum_{i=1}^z \left(\frac{p_{i-1}}{p_0} - \frac{p_i}{p_0} \right)^2$$

После некоторых преобразований¹ имеем.

$$\frac{1 - \epsilon_{kp}}{2,03^2} \frac{p_0}{v_0} G^2 \sum_{i=1}^z \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0} = 1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^2 - \frac{\epsilon_{kp}}{1 - \epsilon_{kp}} \frac{\left(1 - \frac{p_z}{p_0} \right)^2}{z} \quad (5-3)$$

¹ См. статью Г. С. Самойловича [Л. 28], где приведен вывод формулы для определения расхода через последовательно включенные сопла

Тогда расход пара через группу ступеней выражается следующей формулой¹.

$$G = 2,03 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^2 - \frac{\epsilon_{кр}}{1 - \epsilon_{кр}} \frac{(1 - \frac{p_z}{p_0})^2}{z}}{(1 - \epsilon_{кр}) \sum \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0}}}. \quad (5-4)$$

Здесь G кг/сек, p кг/м², v м³/кг, F м²

Отметим, что для $z = 1$ (одна ступень) формула (5-4) превращается в исходную формулу для расхода пара через сопла [формулы (1-11), (1-18)].

Приняв $\epsilon_{кр} = 0,546$, получим:

$$G = 3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_z / p_0)^2 - 1,2 \frac{(1 - p_z / p_0)^2}{z}}{\sum \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0}}}. \quad (5-5)$$

Значения температур в промежуточных ступенях группы T_i , входящих в эту формулу, не известны, однако влияние отношения $\frac{T_{i-1}}{T_0}$ на величину определяемого расхода пара G незначительно, так как $\frac{T_{i-1}}{T_0}$ существенно меньше единицы в тех ступенях, для которых члены $\frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0}$ очень малы по сравнению со всей суммой.

Если положить, что

$$G = 3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - (p_z / p_0)^2 - 1,2 \frac{(1 - p_z / p_0)^2}{z}}{\sum \frac{1}{F_i^2}}}, \quad (5-6)$$

то, как показывают расчеты (см пример 5-1), ошибка в определении расхода не превысит 2-3%.

¹ Следует помнить, что формула (5-4) справедлива при $\frac{p_z}{p_0} \geq \left(\frac{\epsilon_{кр}}{(1 - \epsilon_{кр})z + \epsilon_{кр}} \right)$. При меньших значениях $\frac{p_z}{p_0}$ в формулу надо подставить $\frac{p_z}{p_0} = \frac{\epsilon_{кр}}{(1 - \epsilon_{кр})z + \epsilon_{кр}}$ [Л. 28].

Если необходимо произвести более точное определение расхода, то следует воспользоваться формулой (5-5), приняв, что во всех ступенях температурные перепады одинаковы, т.е.

$$\frac{T_{i-1}}{T_0} = 1 - \frac{T_0 - T_z}{T_0} \frac{i-1}{z}, \quad (5-7)$$

где T_z — абсолютная температура пара за группой ступеней.

Теперь рассмотрим случай, когда в группе имеются ступени, работающие в критическом режиме. Строго говоря, определять, возникает ли критическое истечение в той или другой ступени, можно только путем детального расчета.

Приближенно можно считать, что в i -й ступени имеет место критический режим, если отношение площади сопла предыдущей ступени к площади сопел данной меньше 0,6. Это число взято как среднее по тепловым расчетам ряда турбин, оно зависит от степени реакции ступени, параметров ступени, отношения площадей сопел и лопаток данной ступени и других факторов:

$$\frac{F_{i-1}}{F_i} \leq 0,6. \quad (5-8)$$

Предположим, что в первых m ступенях группы скорости пара меньше критических и только в соплах $m+1$ -й ступени группы имеет место критический режим. Тогда расход через сопла этой ступени можно найти по формуле критического истечения¹:

$$G = 2,03 F_{m+1} \sqrt{\frac{p_m}{v_m}}. \quad (5-9)$$

Выразим параметры пара перед $m+1$ -й ступенью p_m и v_m через параметры перед группой p_0 и v_0 , приняв процесс расширения пара политропическим с показателем политропы λ :

$$\frac{p_m}{v_m} = \left(\frac{p_0}{v_0} \right)^{\lambda}, \quad (5-10)$$

$$\lambda = 1 - \frac{k}{(1 - \epsilon_{00})(k-1)}, \quad (5-11)$$

где k — показатель изэнтропы;

ϵ_{00} — внутренний к. п. д. предшествующих m ступеней группы.

¹ Ясно, что если в $m+1$ -й ступени истечение критическое, то проходящие сечения последующих степеней и давления за ними не влияют на величину расхода через турбину.

Тогда формула (5-9) примет вид

$$G = 2,03 F_{m+1} \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \epsilon_m^{\frac{\lambda+1}{\lambda}}}, \quad (5-12)$$

$$\text{где } \epsilon_m = \frac{p_m}{p_0}.$$

С другой стороны, этот же расход можно выразить на основании предыдущих рассуждений по формуле (5-6) для m ступеней с докритическими скоростями. Приравняв расходы выраженные по формулам (5-6) (при $z=m$) и (5-12), после преобразований получим

$$1 - \frac{\epsilon_m^2}{m} - 1,2 \frac{(1 - \epsilon_m)}{m} = F_{m+1}^2 \sum_{i=1}^m \frac{1}{F_i^2} \quad (5-13)$$

Из этой формулы можно определять относительное давление за m -й ступенью: $\epsilon_m = \frac{p_m}{p_0}$, после чего расход пара находится по формуле (5-6) при $z=m$.

$$G = 3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{1 - \frac{\epsilon_m^2}{m} - 1,2 \frac{(1 - \epsilon_m)}{m}} = 3K \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \quad (5-14)$$

Для удобства расчета на фиг. 5-1 с помощью формулы (5-13) построен график $\chi = \sqrt{1 - \frac{\epsilon_m^2}{m} - 1,2 \frac{(1 - \epsilon_m)}{m}}$ в зависимости от числа ступеней m и величины $F_{m+1} \sqrt{\sum_{i=1}^m \frac{1}{F_i^2}}$.

Заметим, что часто при определении расхода пара в многоступенчатой турбине можно не учитывать критического режима в последних ступенях и пользоваться формулой (5-6) для всех z ступеней. Ошибка будет невелика, так как для

последних ступеней очень мало по сравнению с $\sum_{i=1}^m \frac{1}{F_i^2}$.

Приведенные выше методы могут служить для определения расхода пара в турбинах с дроссельным парораспределением и также для турбины с сопловым парораспределением (при полностью открытых регулирующих клапанах) при усло-

вии, что в соплах регулирующей ступени не возникает критическая скорость.

При расчете всей турбины p_1 и v_0 являются параметрами пара перед соплами первой ступени турбины. Они могут быть определены по заданным начальным параметрам пара перед автоматическим стопорным клапаном, считая, как принято, что падение давления в паровпускных органах составляет 5% от начального давления.

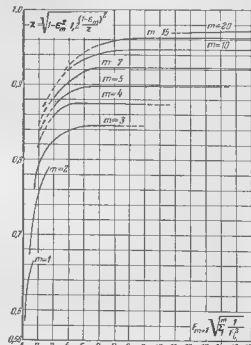
При критическом исечении в соплах регулирующей ступени размеры последующих ступеней и параметры в них не влияют на величину расхода. Тогда пропуск пара через турбину определяется следующим образом:

$$G = 2,03 F_1 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}. \quad (5-15)$$

Если регулирующая ступень имеет расширяющиеся сопла, то очевидно, что она рассчитана на сверхкритический перепад давлений и, следовательно, расход через турбину находится сразу по формуле (5-15).

Если регулирующая ступень выполнена с суживающимися соплами, то наперед неизвестно, работает ли она в критическом или докритическом режиме¹. При этом расход можно определить следующим путем.

Подсчитаем расход пара независимо по формуле (5-15) и по формуле (5-6) или, если необходимо, (5-14), считая первой ступенью регулируемую ступень. Истинным расходом пара из подсчитанных по формулам (5-15) и (5-6) будет меньший расход. Действительно, если формула (5-6) даст больший расход, то ее применение незаконно, так как пропуск пара через



Фиг. 5-1. Вспомогательный график для расчета турбины при заданных размерах проточной части (с учетом критического истечения).

¹Если регулирующая ступень выполнена с двумя ступенями скорости, то она обычно, особенно в турбинах средних и низких параметров, работает с критическим или сверхкритическим перепадом давлений.

сопла регулирующей ступени не может быть больше критического, т. е. найденного по формуле (5-15). Если же формула (5-6) дает меньшее значение, то очевидно, что в соплах регулирующей ступени не достигается критическая скорость.

До сих пор предполагалось, что через все ступени рассматриваемой группы или турбины протекает одно и то же количество пара, т. е. предполагалось, что отсутствуют отборы на регенеративные подогреватели. Если в турбине имеются нерегулируемые отборы, то они могут быть учтены следующим образом. Сначала ориентировочно по данным аналогичных турбин или по приближенному расчету тепловой схемы оцениваются относительные величины отборов $v = \frac{G_{отб}}{G}$. Тогда в соответствующие формулы для определения расхода пара подставляются не действительные, а фиктивные площади сопел F'_i всех ступеней, следующих за отбором. Эти площади находятся как

$$F'_i = F_i (1 + \Sigma v), \quad (5-16)$$

где F_i — действительная площадь сопел i -й ступени,

Σv — сумма всех предшествующих этой ступени отборов

Заметим, что ошибка при оценке относительных величин отборов очень мало сказывается на определяемой величине расхода пара в турбину, а скажется лишь на пропуске пара в конденсатор.

Следует помнить, что определяемый по формулам этой главы расход пара не включает утечку через переднее концевое уплотнение.

До сих пор также не учитывалось влияние на расход пара разницы между давлением за соплами и давлением за рабочими лопатками в тех ступенях, за которыми имеются емкие камеры. Для всех таких ступеней, кроме регулирующей, поправка, учитывающая эту разницу, пренебрежимо мала ввиду незначительности влияния площади этой ступени на искомый расход пара. В этом легко убедиться, рассматривая итоговые формулы данного параграфа. Пренебрежение этой разницей в регулирующей ступени может привести к ошибке в расходе порядка 1%, что не превосходит точность всего расчета и поэтому также допустимо.

В некоторых случаях (например, для расчета регенеративной системы) желательно знать распределение давлений по ступеням турбины. Эти давления можно определять следующим путем.

Для ступеней, работающих с докритическими скоростями, давление за ступенью определяется из формулы (5-5), запи-

санной для случая $z = n$ и решенной относительно искомого давления p_n :

$$\frac{p_n}{p_0} = \frac{1,2}{n+1,2} + \frac{n}{n+1,2} \sqrt{1 - \frac{G^2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{F_i^2} \cdot \frac{T_{i-1}}{T_0}}{9n p_0 v_0}} \quad (5-17)$$

Для конденсационных турбин формула (5-17) может быть представлена и в другом виде:

$$\frac{p_n}{p_0} = \frac{1,2}{n+1,2} + \frac{n}{n+1,2} \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{F_i^2} \cdot \frac{T_{i-1}}{T_0}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{F_i^2} \cdot \frac{T_{i-1}}{T_0}}} \quad (5-18)$$

Следует отметить, что при определении давлений по ступеням турбины влияние отношения $\frac{T_{i-1}}{T_0}$ более существенно, чем

при определении расхода. Однако для оценки $\frac{T_{i-1}}{T_0}$ во многих случаях можно воспользоваться, как и раньше, формулой (5-7).

Если в n -й ступени истечение является критическим, то давление перед ней надо определить из формулы (5-12).

$$\left(\frac{p_n}{p_0} \right)^{\frac{\lambda+1}{2\lambda}} = \frac{G}{2,03 F_n \sqrt{p_0 v_0}} \quad (5-19)$$

Первоначально, при подсчете расхода пара, не было точно известно, в каких ступенях имеет место критическое истечение. Теперь после определения давлений по ступеням можно произвести уточнение, исходя из того, что давление пара перед любой ступенью, найденное по формулам для докритического истечения, должно быть всегда выше, чем найденное по формуле (5-19). Если этого нет, то надо считать ступень по формуле (5-19), т. е. для случая критического расхода.

Эту проверку следует, естественно, производить только для тех ступеней, где можно ожидать критических скоростей истечения. Новое уточнение расхода пара обычно не производится.

Если необходимо знать более точно распределение температур по ступеням, то следует, задавшись к. п. д по отсекам турбины (см. § 3-4), начертить процесс расширения пара в диаграмме и найти температуры на соответствующих изобарах.

Следующим этапом расчета является определение мощности турбины. Для этого по данным § 2-7 и 3-4 находятся к. п. д. регулирующей ступени и отдельных нерегулируемых ступеней, а также их используемые теплоперепады H_i .

Тогда электрическая мощность N_e [квт], отдаваемая с валов генератора, подсчитывается следующим образом

$$N_e = 4,19 G H_i \eta_{мг} \eta_{э} \quad (5-20)$$

где G — расход пара в турбину, подсчитанный по произведенным выше формулам, т. е. без учета утечки пара через переднее концевое уплотнение

Приведенное использованное теплопадение найдется суммированием по всем отсекам

$$\bar{H}_i = \sum H_i (1 - \Sigma \eta_i), \quad (5-21)$$

где $\Sigma \eta_i$ — сумма всех относительных отборов, предшествующих данному отсеку.

Механический к. п. д. $\eta_{мг}$ и к. п. д. электрического генератора $\eta_{э}$ оцениваются в зависимости от мощности и конструкции турбины и генератора по данным § 3-4.

Пример 5-1.

Применим описанную выше методику к определению расхода пара и давлений по ступеням предвключенной турбины ВР-25, расчет которой приведен в приложении 3

С учетом дросселирования пара в паропускных органах параметры пара перед регулирующей ступенью: $p_0 = 85,5 \text{ атм}$, $t_0 = 498^\circ \text{C}$, $v_0 = 0,0394 \text{ м}^3/\text{кг}$. Противодавление равно $p_{\text{в}} = 31 \text{ атм}$. Известными предислагаются также площади выходных сечений сопел всех ступеней.

Расчет сведен в табл. 5-1.

Таблица 5-1

1	2	3	4	5	6	7
№ ступени	F_{i1}	$\frac{1}{F_{i2}^2}$	$\frac{T_{i1}}{T_{i0}}$	$\frac{1}{F_{i1}^2} \frac{T_{i1}}{T_{i0}}$	$\frac{p_{i1}}{p_0}$	$\frac{p_{i1}}{p_{\text{в}}}$
	м^2	м^{-4}	—	м^{-4}	—	атм
1	$1,424 \cdot 10^{-2}$	$0,493 \cdot 10^4$	1	$0,493 \cdot 10^4$	0,841	72,0
2	$1,745 \cdot 10^{-2}$	$0,329 \cdot 10^4$	0,97	$0,319 \cdot 10^4$	0,772	61,6
3	$1,975 \cdot 10^{-2}$	$0,257 \cdot 10^4$	0,94	$0,242 \cdot 10^4$	0,614	52,5
4	$2,245 \cdot 10^{-2}$	$0,199 \cdot 10^4$	0,91	$0,181 \cdot 10^4$	0,521	44,5
5	$2,57 \cdot 10^{-2}$	$0,151 \cdot 10^4$	0,88	$0,133 \cdot 10^4$	0,441	37,7
6	$2,89 \cdot 10^{-2}$	$0,120 \cdot 10^4$	0,85	$0,102 \cdot 10^4$	0,363	31,0

$$\Sigma 1,549 \cdot 10^4$$

$$\Sigma 1,47 \cdot 10^4$$

Столбец 4 рассчитан по формуле (5-7), причем температура пара за турбиной оценена $t_{\text{в}} = 360^\circ \text{C}$.

Расход пара определен по формуле (5-5)

$$G = 3 \sqrt{\frac{85,5 \cdot 10^4}{0,0394}} \sqrt{\frac{1 - 0,363^2}{1,47 \cdot 10^4} \cdot \frac{1,2}{6} \cdot \frac{1}{(1 - 0,363)^2}} = 102,2 \text{ кг/сек}$$

Если прибавить сюда утечку через переднее концевое уплотнение $G_y = 0,9 \text{ кг/сек}$, то расход пара в турбину составит $G = 103,1 \text{ кг/сек}$, что на 0,6% отличается от значения, полученного точным расчетом

Можно легко установить, что найденный расход меньше критического расхода через сопла регулирующей ступени, который по формуле (5-15) равен

$$G_{кр} = 2,03 \cdot 142,4 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{85,5 \cdot 10^4}{0,0394}} = 134,5 \text{ кг/сек}$$

Столбец 6 вычислен с помощью формулы (5-17). Давления по ступеням, приведенные в столбце 7, практически не отличаются от данных точного расчета (ср с приложением 3)

Определение расхода пара для реактивной турбины может быть проведено по описанной выше методике. Однако, при этом следует учитывать некоторые особенности, которые рассматриваются ниже.

Для каждого ряда рабочих (или направляющих) лопаток, работающих с докритическими скоростями, можно написать уравнение расхода так же, как это было сделано для сопел активной турбины

$$\frac{T_{k-1}}{T_0} (1 - \epsilon_{\kappa p}^2) \alpha_k^2 (1 - \epsilon_{\kappa p}) \left[\left(\frac{p_{k-1}}{p_0} \right)^2 - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^2 \right] \epsilon_{\kappa p} \left(\frac{p_{k-1}}{p_0} - \frac{p_k}{p_0} \right)^2$$

Здесь k — номер ряда лопаток, т. е. в отличие от активной турбины (где k — номер ступени) суммирование этого выражения следует провести от $k = 1$ до $k = 2z$, где z — число ступеней. Так как проходные площади направляющих и рабочих лопаток примерно одинаковы, то можно суммировать это выражение от $i = 1$ до $i = z$, где z — порядковый номер ступени, а полученную сумму удвоить. Кроме того, следует учесть, что в каждом последующем ряду используется кинетическая энергия потока, покидающего предыдущий ряд лопаток, что приводит к увеличению расхода примерно на $\left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\sin \alpha_{\varphi}}{\varphi} \right)^2 \right] = 1,08 \div 1,09$ раза.

Дальнейшие выкладки не отличаются от тех, которые были проделаны при выводе формулы для активной турбины

Таким образом, для группы реактивных ступеней ($\rho=0,5$), работающих с докритическими скоростями, расход пара подсчитывается по формуле

$$G = 2,3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon_z^2 - 0,6 \frac{(1 - \epsilon_z)^2}{z}}{\sum_{i=1}^z \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0}}}, \quad (5-22)$$

здесь под F_i понимается площадь выходного сечения рабочих лопаток

В том случае, когда в группе есть ступени, работающие с критическими скоростями, расчет следует, как и для активной турбины, производить по иной формуле. Можно принять, что в i -й ступени режим является критическим, если отношение площади рабочих лопаток предыдущей ступени к площади рабочих лопаток данной меньше чем 0,4:

$$\frac{F_{i-1}}{F_i} \leq 0,4. \quad (5-23)$$

Если первые m ступеней группы работают с докритическими скоростями, а критическое истечение имеет место в $m+1$ -й ступени, то следует применять формулу

$$G = 2,3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon_m^2 - 0,6 \frac{(1 - \epsilon_m)^2}{m}}{\sum_{i=1}^m \frac{1}{F_i^2}}}, \quad (5-24)$$

Относительное давление за m -й ступенью $\epsilon_m = \frac{p_m}{p_0}$ определяется из уравнения

$$1 - \frac{\epsilon_m^2 - 0,6 \frac{(1 - \epsilon_m)^2}{m}}{\frac{1}{\lambda + 1}} = F_{m+1}^2 \sum_{i=1}^m \frac{1}{F_i^2}, \quad (5-25)$$

0,78 ϵ_m

Расход пара для реактивной турбины с регулирующей ступенью, работающей с докритическими скоростями, найдется по формуле

$$G = 3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \epsilon_z^2 - 1,2 \frac{(1 - \epsilon_z)^2}{z}}{\frac{1}{F_1^2} + 1,7 \sum_{i=2}^z \frac{1}{F_i^2} \frac{T_{i-1}}{T_0}}}, \quad (5-26)$$

где F_1 — площадь сопел регулирующей ступени.

Если заранее не очевидно, работает ли регулирующая ступень в критическом или докритическом режиме, то следует подсчитать критический расход по формуле (5-15) и, сравнив с расходом, определенным по формуле (5-26), взять меньший.

Расчет реактивной турбины с нерегулируемыми отборами и определение давлений пара по ступеням производится так же, как для активной турбины.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ И В РЕГУЛИРУЕМОМ ОБОРЕ

Если необходимо определить параметры свежего пара при известных давлении за турбиной p_z , размерах проточной части и заданном расходе пара G , то следует воспользоваться формулами предыдущего параграфа.

Для конденсационной турбины можно считать, что $\epsilon_z = \frac{p_z}{p_0} = 0$, и тогда для активной турбины по формулам (5-6) или (5-15), а для реактивной турбины по формулам (5-15), (5-22), (5-26) подсчитывается отношение $\frac{p_0}{v_0}$. Если заранее неизвестно, имеет ли место критическое истечение в регулирующей ступени, то расчет надо произвести по двум формулам (5-6) и (5-15) или (5-26), (5-15) и считать действительным большую величину $\frac{p_0}{v_0}$. Искомое давление p_0 определяется подбором по найденной величине $\frac{p_0}{v_0}$ и известной температуре пара t_0 .

Если температура пара перед турбиной не известна, то следует выбрать соответственно получаемомуначальному давлению. Обычно при $p_0 = 10 \div 15$ атм температура $t_0 = 300 \div 350^\circ \text{C}$; при $p_0 = 16 \div 30$ атм $t_0 = 360 \div 400^\circ \text{C}$; при $p_0 = 35 \div 40$ атм $t_0 = 425 \div 450^\circ \text{C}$.

Следует помнить, что найденное давление p_0 является давлением перед соплами первой ступени и для определения давлений свежего пара необходимо учесть дросселирование в паровпускных органах.

Для турбины с противодавлением приходится сначала задаться ϵ_z и, после того как найдено p_0 , провести уточнение.

После определения начальных параметров пара необходимо проверить возможность надежной работы турбины, а именно проверить прочность диафрагм, рабочих лопаток, корпуса, фланцев и шпилек паровой коробки. Необходимо проверить также условия работы упорного подшипника, прочность штоков клапанов и т. д.

Электрическая мощность определяется по формуле (5-20)

Рассмотрим теперь другую задачу. В практике эксплуатации иногда необходимо определить давление в камере регулирующего отбора $p_{отб}$ и максимальный расход пара из отбора $D_{отб}^{max}$ при отсутствии полных фирменных данных по турбине [Л. 39]. При решении этой задачи известны: параметры свежего пара, давление в конденсаторе и размеры проточной части, а также номинальная мощность электрического генератора.

Расход пара в турбину при конденсационном режиме работы $G_{конд}$ определим в предположении, что электрическая мощность равна номинальной.

$$G_{конд} = \frac{k D_{отб}^{max}}{4,19 H_0 \eta_{отб} \eta_{мех} \eta_{эл}} \quad (5-27)$$

Располагаемый теплоперепад H_0 находится по is -диаграмме по известным параметрам свежего пара и давлению в конденсаторе. Коэффициенты полезного действия: внутренний $\eta_{отб}$, механический $\eta_{мех}$, электрического генератора $\eta_{эл}$ — описываются по данным § 3.4. Коэффициент k учитывает регенеративные отборы пара и может быть принят для одного отбора $k = 1,04 \div 1,06$, для турбины с двумя отборами $k = 1,08 \div 1,10$ и с тремя отборами $k = 1,14 \div 1,18$.

Фиг. 5-2. К определению параметров пара в регулируемом отборе теплофикационной турбины.

Далее по методу, приведенному выше в этом параграфе, определяем отношение $p_0^{чнд}/p_0^{мкс}$, рассматривая $p_0^{чнд}$ и $p_0^{мкс}$ как начальные параметры для части низкого давления. Для этого необходимо знать проходные сечения ступеней части низкого давления¹ и расход пара в ч. н. д. при конденсационном режиме. Последний может быть определен по $G_{конд}$ за вычетом регенеративных отборов в ч. в. д.

По принятому внутреннему к. п. д. $\eta_{отб}$ строим линию процесса в is -диаграмме (фиг. 5-2) и подбором по найденному

¹ При конденсационном режиме регулирующие клапаны ч. н. д. полностью открыты.

отношению $\frac{p_0^{чнд}}{p_0^{мкс}}$ находим $p_0^{чнд}$. Давление в камере отбора при

конденсационном режиме $p_{отб}^{чнд}$ выше $p_0^{чнд}$ (давления перед соплами первой ступени ч. н. д.) вследствие дросселирования в перепускных паропроводах и регулирующем органе ч. н. д.

Обычно считают

$$p_{отб}^{чнд} = 0,95 p_0^{чнд}.$$

При режиме работы турбины с отбором пара давление в отборе следует принять согласно требованию теплового потребителя, но не выше чем $p_{отб}$ и не ниже чем $p_{отб} = p_{отб} = (1,0 \div 1,5) \text{ атм}$.

При необходимости иметь другое давление в отборе следует провести дополнительные расчеты, изложенные в гл. 8, причем для турбины с отопительным отбором пара давление $p_{отб}$ не должно быть ниже 1,2 атм.

Максимальный отбор пара $D_{отб}^{max}$ будет иметь место при максимальном пропуске пара в ч. в. д. D_1^{max} и минимально допустимом расходе в ч. н. д. D_2^{min} .

$$D_{отб}^{max} = \frac{1}{k^{чнд}} D_1^{max} D_2^{min} \quad (5-28)$$

Расход D_1^{max} определяется по формулам предыдущего параграфа, если известны параметры пара перед турбиной и давление в отборе $p_{отб}$. Для расчета должна быть взята полная площадь сопел регулирующей ступени ч. н. д. (при всех открытых регулирующих клапанах).

Коэффициент $k^{чнд}$ учитывает регенеративные отборы пара в ч. в. д.

Минимально допустимый расход пара в ч. н. д. обычно составляет около 10% от расхода при конденсационном режиме.

Пример 5-2.

Определим параметры отбора и максимальную величину отбора активной турбины среднего давления. Турбина установлена на станции и работает с параметрами свежего пара: $p_0 = 29 \text{ атм}$, $t_0 = 400^\circ \text{C}$. В части высокого давления имеются двухступенное регулирующее колесо с суживающимися соплами и четыре нерегулируемые ступени. Площадь всех сопел регулирующей ступени $F = 56 \text{ см}^2$. В части низкого давления имеются одноступенчатая регулирующая ступень (полная площадь сопел $F = 79 \text{ см}^2$) и семь нерегулируемых ступеней. Площади проходных сечений сопел всех ступеней приведены в табл. 5-2.

Турбина имеет два регенеративных отбора: первый из камеры регулируемого отбора (после пятой ступени) и второй после десятой ступени.

Максимальная мощность электрического генератора $N_g = 6000 \text{ кВт}$.

Таблица 5

№ ступени	Часть высокого давления					Часть низкого давления								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
$F_i, \text{см}^2$	56	84	100	117	140	79	134	166	247	412	633	1 205	2 540	

По формуле (5-27) определяем расход пара в турбину при конденсационном режиме

$$G_{расх} = 4 \frac{6000 \cdot 1,1}{19 \cdot 259,4 \cdot 0,78 \cdot 0,97 \cdot 0,96} = 8,34 \text{ кг/сек,}$$

или 30,0 т/час

При этом было принято давление в конденсаторе $p_k = 0,065 \text{ атм}$ и ч. в. д. $\eta_{от} = 0,78$, $\eta_m = 0,97$ и $\eta_{в.э} = 0,96$.

Расход в ч. в. д. $G_{расх}^{в.д.} = 7,84 \text{ кг/сек}$ получим, оценив расход пара в первый подогреватель 0,5 кг/сек.

Далее следует определить максимальное давление в регулируемом отборе.

С помощью неравенства (5-6) можно установить, что критические скорости возникают, повидимому, в десятой ступени, так как $\frac{F_9}{F_{10}} \approx 0,6$. Отметим попутно, что одиннадцатая ступень также, очевидно, работает с критическими скоростями, несмотря на то, что $\frac{F_{10}}{F_{11}} \approx 0,649 > 0,6$. наличие регулируемого отбора пара после десятой ступени приводит к увеличению отношения падающей сечений сопел.

В этом случае следует воспользоваться формулой (5-14), применив ее к четвертым ступеням ч. в. д. от шестой до девятой включительно.

По графику фиг. 5-1 по известному значению

$$F_9^2 \sum_{i=6}^9 \frac{1}{F_i^2} (412 \cdot 10^3 \cdot (2,68 \cdot 10^4))^{0,5} = 45,6$$

находим вспомогательную величину $\chi = 0,867$. Тогда по формуле (5-14)

$$\frac{P_0^{в.д.}}{v_0^{в.д.}} = \frac{7,84 \cdot 2,68 \cdot 10^4}{34 \cdot 0,867^2} = 24 \cdot 4 \cdot 10^4 \frac{\text{кг/м}^2}{\text{м}^3/\text{кг}}$$

Это же отношение в предположении критического расхода через сопла регулирующей ступени ч. в. д. должно быть равно [по формуле (5-15)]

$$\frac{P_0^{в.д.}}{v_0^{в.д.}} \left(\frac{7,84}{2 \cdot (0,3 \cdot 79)} \right)^2 = 23,9 \cdot 10^4 \frac{\text{кг/м}^2}{\text{м}^3/\text{кг}}$$

Отсюда следует, что в соплах регулирующей ступени ч. в. д. возникает критический режим. Задавшись линией процесса расширения пара в ч. в. д.

(фиг. 5-2), находим по величине $\frac{P_0^{в.д.}}{v_0^{в.д.}} \approx 23,9 \frac{\text{атм}}{\text{м}^3/\text{кг}}$ подбором давление

пара перед соплами регулирующей ступени ч. в. д.: $P_0^{в.д.} \approx 7,6 \text{ атм}$. Тогда максимальное давление в отборе можно найти, оценив потерю давления в регулирующих клапанах ч. в. д. в 5%.

$$P_{отб} = \frac{7,6}{0,95} = 8,0 \text{ атм}$$

По i_s диаграмме находим температуру отбираемого пара $t_{отб} = 270^\circ \text{C}$. Далее определим максимальную величину отбора, считая, что тепловому потребителю необходим пар при давлении $P_{отб} = 8,0 \text{ атм}$.

Максимальный пропуск пара через ч. в. д. в предположении критического расхода через сопла регулирующего колеса находится по формуле (5-15).

$$G_1^{max} = 2 \cdot 0,56 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{27,5 \cdot 10^4}{0,111}} = 17,9 \text{ кг/сек.}$$

Давление перед соплами регулирующего колеса $P_0' = 0,95 P_0 = 0,95 \cdot 29,27,5 \text{ атм}$ найдено с учетом потери от дросселирования в паропускных органах.

Если в соплах регулирующего колеса не критическое истечение, то максимальный пропуск пара должен быть найден по формуле (5-6)

$$G_1^{max} = 3 \sqrt{\frac{27,5 \cdot 10^4}{0,111}} \sqrt{\frac{1}{\frac{0,291^2 - 1,2}{5} \cdot (1 - 0,291)^2}} = 16,1 \text{ кг/сек;}$$

т.е. сумма $\sum_{i=1}^5 \frac{1}{F_i^2} = 6,85 \cdot 10^4 \text{ м}^{-4}$ подсчитали с помощью табл. 5-2 $\approx 8/27,5 - 0,291$

Очевидно, что в соплах регулирующего колеса ч. в. д. при этом режиме не возникает критической скорости и истинный максимальный расход пара равен 16,1 кг/сек, или 57,9 т/час.

Максимальная величина отбора пара при давлении $P_{отб} = 8,0 \text{ атм}$ находится по формуле (5-28).

$$D_{отб}^{max} = \frac{57,9}{1,06} = 0,1 \cdot 30 = 51,9 \text{ т/час,}$$

здесь принято, по ранее сделанной оценке, что первый регенеративный отбор составляет 0% от расхода пара на турбину.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В ТУРБИНЕ

Встречающиеся в практике эксплуатации паровых турбин аварии упорных подшипников в ряде случаев вызываются чрезмерным увеличением осевых усилий. Увеличение осевых усилий в паровой турбине может произойти вследствие повышения пропусков пара, изменения начальных и конечных параметров пара, увеличения зазоров в уплотнениях, заноса солями

проточной части. Осевое усилие может также возрасти при вынужденной работе турбины без отдельных элементов проточной части.

Кроме того, имеется еще ряд факторов, не зависящих от теплового процесса в турбине и оказывающих влияние на величину усилия, действующего на упорный подшипник. Так, при соединении роторов с помощью подвижной муфты за счет силы трения в муфте может возникнуть дополнительное осевое усилие. Оно зависит от состояния муфты, смазки и может достигать значительной величины.

Как при расчете турбины на переменные пропуски пара, так и при переводе ее на особые режимы работы для надежной эксплуатации необходимо проверить величину осевых усилий.

Осевые усилия и их изменения при переменном режиме работы турбины в значительной степени зависят от типа облопачивания и конструкции ротора, вида парораспределения, диаметров передних и задних концевых уплотнений, зазоров в проточной части турбины и т. д. Поэтому определить изменение осевых усилий в ряде случаев можно только путем подробного теплового расчета, для выполнения которого необходимо знать многие конструктивные размеры турбины. Для подсчета величины осевого усилия турбины необходимо также знать коэффициенты расхода в зазорах и разгрузочных отверстиях.

В настоящее время нет еще достаточно точных и надежных опытных данных по этим коэффициентам. Следует также иметь в виду, что степень реакции (см. § 2-4), а следовательно, и осевое усилие существенно зависят от отношения проходных площадей сопел и лопаток, которые при изготовлении выдерживаются с точностью нескольких процентов, и площадей зазоров, выдерживаемых с еще меньшей точностью.

Все это не позволяет точно подсчитать значения осевого усилия в турбине. Проводимые расчеты дают лишь порядок этой величины и степень ее изменения. Поэтому расчеты осевых усилий и выбор допустимого режима работы турбины следует производить с некоторым запасом.

Несмотря на приближенность определения осевого усилия, расчет его необходим, так как позволяет оценить допустимость изменения режима турбины с точки зрения надежности.

В этой главе рассматриваются осевое усилие и его изменение сначала для ступени турбины, а затем для многоступенчатой активной и реактивной турбин. Кроме того, исследуется вопрос о влиянии зазоров в ступени и точности изготовления облопачивания на величину осевого усилия.

Изменения осевого усилия при отклонении от номинальных значений начальных параметров пара, конечного давления и в случае вынужденной работы с удаленными элементами проточной части разбираются соответственно в гл. 7, 8, 9 и 10.

6-1. ОСЕВОЕ УСИЛИЕ В СТУПЕНИ АКТИВНОЙ ТУРБИНЫ

Осевое усилие в ступени активной турбины складывается из усилий, действующих на рабочие лопатки

$$R_a = \frac{G}{g} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \pi d l_2 (p_1 - p_2) \quad (6-1)$$

и на полотно диска (фиг. 6-1):

$$R_d = \frac{\pi}{4} [(d - l_2)^2 - d_p^2] (p_d - p_2). \quad (6-2)$$

Кроме того, иногда необходимо еще учитывать усилие, обусловленное разными диаметрами втулок дисков, и усилие, возникающее в ступенчатых уплотнениях на роторе под диафрагмой.

При подсчете осевого усилия, действующего на рабочие лопатки, обычно можно пренебречь первым членом в формуле (6-1). Тогда, приняв $p_1 = p_2 = p(p_0 - p_2)$, получим:

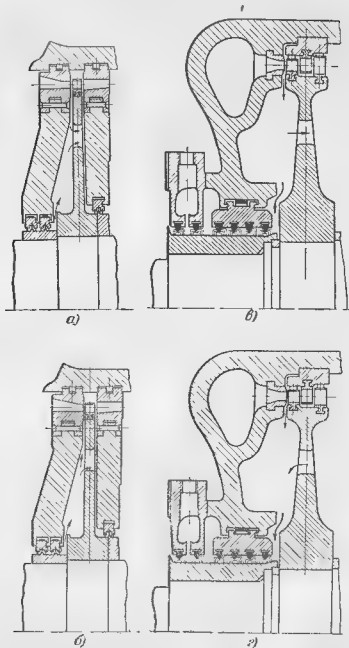
$$R_a = \pi d l_2 p (p_0 - p_2). \quad (6-3)$$

При частичном подводе пара будем считать, что указанное усилие действует только на той части окружности, где расположены работающие сопла

$$R_a = \pi d l_2 \epsilon p (p_0 - p_2). \quad (6-3a)$$

В случае диска с двумя ступнями скорости это усилие складывается из усилий, действующих на каждый ряд рабочих лопаток. При подсчете R_d труднее всего установить давление пара между диафрагмой и диском p_d . Это давление может быть как больше, так и меньше давления пара p_1 в зазоре между соплами и лопатками. Давление p_d определяется из баланса расходов пара через уплотнения диафрагмы G_y (или через переднее концевое уплотнение для первой ступени турбины), через зазор между диафрагмой и диском G_z и через разгрузочные отверстия G_r . Могут встретиться четыре различных случая направления утечек пара (фиг. 6-1).

В первом случае (фиг. 6-1,а), когда давление p_1 больше давления p_d , происходит утечка пара из зазора между соплами и рабочими лопатками.



Фиг. 6-1 Схема различных случаев утечек пара в ступени активной турбины

При этом баланс расходов будет

$$G_p = G_y + G_a$$

Если обозначить (по аналогии со степенью реакции p) через p_1 относительный теплотеплоперепад, соответствующий перепаду давлений по обе стороны диска, то, следуя В. В. Звягинцеву [Л. 11], можно получить

$$a\sqrt{r} = b + \sqrt{1-r}, \quad (6-4)$$

где

$$r = \frac{p_0}{p_1} \approx \frac{p_0}{p_1} \cdot \frac{p_2}{p_2}, \quad a = \frac{p_0 F_p}{p_1 F_a}, \quad b = \frac{p_0 F_y}{p_1 F_a} \sqrt{1-r}$$

p_p , p_a и p_y — коэффициенты расхода соответственно через разгрузочные отверстия, через зазор между диафрагмой и через зазоры уплотнения, площади соответственно разгрузочных отверстий, зазора между диафрагмой и диском и кольцевого зазора в уплотнении;
 z_y — число гребней в уплотнении.

Во втором случае (фиг. 6-1, б), когда p_1 меньше p_0 , происходит подсос пара в зазор между соплами и рабочими лопатками.

Это может быть в том случае, когда отсутствуют разгрузочные отверстия в дисках или когда сопротивление этих отверстий больше, чем сопротивление диафрагменного уплотнения. Особенно часто такой случай встречается при увеличенных зазорах в уплотнении.

При этом

$$G_p = G_y - G_a$$

и, следовательно

$$a\sqrt{r} = b - \sqrt{1-r} \quad (6-5)$$

Определить, какой из случаев имеет место (утечка или подсос) можно из условия

$$a \leq b, \quad (6-6)$$

где верхний знак соответствует утечке из зазора, а нижний — подсосу в зазор между соплами и рабочими лопатками.

Теперь рассмотрим третий и четвертый случаи, относящиеся к первой ступени турбины. Если p_0 больше p_2 (фиг. 6-1, в), то происходит утечка пара через разгрузочные отверстия в камеру за диском:

$$G_p = G_y + G_a$$

$$a\sqrt{r} = b + \sqrt{1-r}. \quad (6-7)$$

Если p_d меньше p_2 (фиг. 6-1,2), то имеет место утечка пара из камеры за диском в переднее уплотнение

$$G_p = G_y - G_a, \quad (6-8)$$

$$a\sqrt{r} = b_1 - \sqrt{1-r},$$

В третьем и четвертом случаях в отличие от двух первых коэффициент b_1 определяется утечкой в переднее концевое уплотнение:

$$b_1 = \frac{\mu_y F_y}{\mu_a F_a} \sqrt{\frac{ART_2}{2h_{d0}^2}} (1 - \varepsilon_y^2), \quad (6-9)$$

здесь ε_y — отношение давления в первом отсосе переднего концевой уплотнения к давлению перед уплотнением;
 z_y — число гребней в уплотнении до первого отсоса.

Определить, какой формулой (6-7) или (6-8) следует пользоваться, можно по условию

$$b_1 \leq 1,$$

где верхний знак относится к третьему, а нижний — к четвертому случаю.

Отметим, что при парциальном подводе пара перетекание может происходить не только через разгрузочные отверстия но и дополнительно через зазор между диафрагмой и диском по дуге, на которой нет подвода пара, т.е. через площадь

$$F_p \pm (1 - e)F_a$$

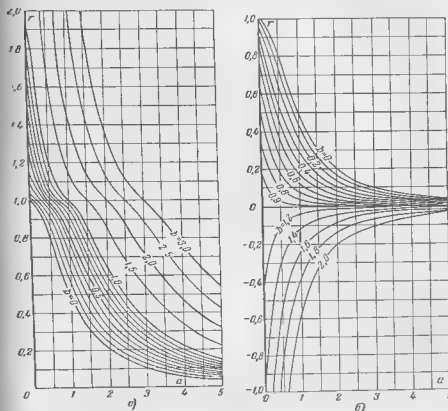
Перетекание пара G_a , вызванное разностью давлений p_1 и p_d , будет при этом, естественно, происходить через площадь eF_a . Здесь не принимается в расчет перетекание через меридиальные зазоры, площадь которых относительно мала.

Отметим для третьего и четвертого случаев, что в некоторых турбинах камеры до и за диском свободно сообщаются, и тогда можно принять, что $p_d = p_2$.

Для удобства решения уравнений (6-4), (6-5), (6-7), (6-8) В. В. Звягинцевым построены графики, которые приведены на фиг. 6-2

При степени реакции ступени равной нулю ($p=0$) p_d не будет равно p_2 и, следовательно, осевое усилие в ступени не будет равно нулю. Однако для этого случая пользоваться приведенными выше формулами нельзя, так как в них получается неопределенность. После раскрытия неопределенности и преобразований для промежуточной ступени получим:

$$p_d = \left(\frac{b_0}{1+a} \right)^2, \quad (6-10)$$



Фиг. 6-2. Вспомогательные графики для определения давления пара в зазоре между диафрагмой и диском.

где

$$b_0 = \frac{\mu_y F_y}{\mu_a F_a} \sqrt{\frac{ART_2}{2h_{d0}^2}} (1 - \varepsilon_y^2)$$

В этом случае для первой ступени справедлива формула

$$p_d = p_2 - \left(\frac{b_0}{1+a} \right)^2 \frac{(1-\varepsilon)^2}{2} p_d. \quad (6-11)$$

При пользовании приведенными формулами необходимо знать коэффициенты расхода уплотнения μ_y , разгрузочных отверстий диска μ_p и зазора между диафрагмой и диском μ_a . Коэффициент расхода лабиринтовых уплотнений определялся экспериментально рядом авторов (см., например, [Л. 32]); он зависит от формы гребня, типа уплотнения, размеров гребня

и зазора. Среднее значение этого коэффициента для ступенчатых и слочных уплотнений может быть принято $\mu_p = 0,7 \div 0,8$, а для уплотнений прямооточного типа коэффициент μ_p должен быть подсчитан по формулам или графикам [Л. 32] в зависимости от относительного шага гребней и их числа, так как он включает влияние неполного гашения скорости в промежуточных камерах уплотнения. Коэффициент расхода через разгрузочные отверстия в дисках зависит главным образом от отношения окружной скорости, подсчитанной по диаметру, на котором расположены разгрузочные отверстия, к скорости истечения пара из этих отверстий. Чем больше это отношение, тем меньше коэффициент расхода. При обычно встречающихся в турбинах отношениях скоростей коэффициент расхода по опытным данным колеблется в пределах $0,3 \div 0,45$.

Следует учитывать, что при расстоянии δ между диафрагмой и диском в месте расположения разгрузочных отверстий $\delta < d_p$ (d_p - диаметр разгрузочного отверстия) расход определяется площадью кольцевых зазоров: $F_p = z \cdot \pi d_p \delta$ (z - число разгрузочных отверстий). Хотя при этом несколько меняется коэффициент расхода, однако можно считать, что он колеблется в тех же пределах.

Наиболее трудно экспериментально определить коэффициент расхода для зазора между диафрагмой и диском. Он зависит от величины зазора, внутренней перекрышки ступени, направления потока в зазоре (подсос или утечка), отношения скорости пара в зазоре к осевой составляющей скорости истечения пара из сопел и окружной скорости диска. Следуя практике турбостроительных заводов, примем для расчета осевого усилия коэффициент $\mu_s = 0,4$.

Рассмотрим, как будет меняться осевое усилие в ступени активной турбины при переменном режиме работы. Если при этом располагаемое теплопадение постоянно: $h_t = \text{const}$ (что бывает, например, в промежуточных ступенях конденсационной турбины при изменении пропуска пара), а следовательно, практически постоянна степень реакции ($p = \text{const}$), то осевое усилие в ступени меняется пропорционально изменению перепада давлений в ступени

$$\frac{(R_s + R_d)_1}{R_s + R_d} = \frac{(p_1 - p_2)_1}{p_1 - p_2} \quad (6-12)$$

Если давление пара перед и за ступенью остается постоянным, а располагаемый теплоперепад и степень реакции изменяется (что бывает, например, в промежуточных ступенях турбины при отклонении начальной температуры пара), то осевое

усилие на лопатках уменьшается (или увеличивается) пропорционально изменению степени реакции

$$\frac{(R_s)_1}{R_s} = \frac{r_1}{p} \quad (6-13)$$

В общем случае осевое усилие в ступени может меняться как вследствие изменения перепада давлений, так и вследствие изменения степени реакции. Это встречается, например, в последней ступени обводенной группы при открытии перегрузочного клапана. Тогда при постоянстве температуры пара перед ступенью отношение усилий, действующих на лопатки, для двух режимов будет

$$\frac{(R_s)_1}{R_s} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p} \frac{r_1}{p} \quad (6-14)$$

Усилие же, действующее на полотно диска, будет при этом зависеть также от величины зазоров и площади разгрузочных отверстий и должно быть подсчитано по описанной выше методике.

Для анализа изменения осевых усилий в ступени будем пренебрегать утечкой пара поверх бандажа и в зазор между диафрагмой и диском, т. е. принимать теоретическую ступень реакции, что приводит к некоторому запасу при проверке надежности работы. В этом предположении формулы (6-13) и (6-14) применимы для анализа изменения полного осевого усилия ступени.

Часто необходимо знать не отношение, а абсолютное приращение осевых усилий. Очевидно, что это приращение равно

$$\Delta R = R_1 - R = S(\Delta p_1 - \Delta p) = S[p(\Delta p_1 - \Delta p) + \Delta p \Delta p_1], \quad (6-15)$$

где S - площадь диска и лопаток, на которые действует разность давлений Δp (а для нового режима Δp_1); $\Delta p = p_1 - p$ - приращение степени реакции

Так как при уменьшении перепада давлений и неизменных начальных параметрах реакция увеличивается, то осевое усилие ступени может иметь наибольшее значение не при расчетном перепаде давлений, а при каком-то ином режиме работы. Определение перепада давлений в ступени, при котором осевое усилие достигает максимальной величины, представляет интерес, например, при нахождении наибольшего упорного давления для турбины с обводным регулированием (см. § 6-2).

Изменение степени реакции можно найти по формуле (2-43), которая записывается в таком виде

$$\Delta p = \left[0,5 \left(\sqrt{\frac{h_0}{h_{01}}} - 1 \right) - 0,3 \left(\sqrt{\frac{h_0}{h_{01}}} - 1 \right)^2 \right] (1 - p)$$

Заменим отношение располагаемых теплоперепадов отношением соответствующих перепадов давлений, предполагая при этом, что параметры пара перед ступенями постоянны. Тогда из формулы (6-15) получим:

$$\Delta R = S \left\{ p [\Delta p_1 - \Delta p] + (1 - p) \left[0,5 \left(\sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_1}} - 1 \right) - 0,3 \left(\sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_1}} - 1 \right)^2 \right] \Delta p_1 \right\}.$$

Дифференцируя ΔR по Δp_1 , определяем, что максимальное осевое усилие имеет место при

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_1} = \left[1,45 - 1,8 \frac{p}{1-p} \right]^2, \quad (6-16)$$

для практически встречающейся в первых ступенях реакции $p = 0,01 \div 0,03$ получим:

$$\Delta p_1 = 0,5 \Delta p, \quad (6-17)$$

т. е. в активной ступени осевое усилие достигает максимальной величины при уменьшении расчетного перепада давлений примерно вдвое (меняется противодавление; начальные параметры постоянны). Этот расчет грубо приближенный.

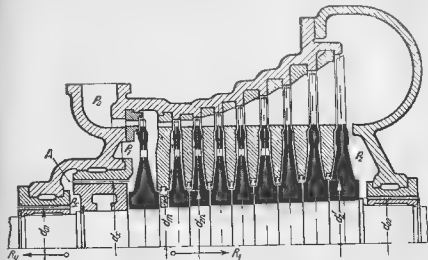
Если в процессе эксплуатации турбины увеличились зазоры в уплотнении диафрагмы, то это вызовет повышение давления пара в камере между диафрагмой и диском, а следовательно, увеличение осевого усилия R_0 .

В ступени турбины осевые усилия могут меняться также и вследствие изменения проходных сечений сопел и лопаток. Увеличение осевого усилия может быть, например, при заносе солями проточной части, когда при том же пропуске пара не только повышается перепад давлений на ступень, но и увеличивается (если площадь проходных сечений лопаток уменьшается в большей степени, чем сопел) реакция. Известны также примеры, когда осевое усилие возрастало из-за увеличения проходных сечений сопел, вызванного разьедаем выходных кромок сопел, как это имело место в регулирующей ступени турбины высокого давления ($p_0 = 120 \text{ атм}$, $t_0 = 500^\circ \text{C}$) фирмы АЕГ в Германии.

Ниже в соответствующих главах будут разобраны случаи изменения осевого усилия в многоступенчатых турбинах при различных нерасчетных режимах работы (§§ 7-3, 8-2, 8-3 гл. 9 и 10).

6-2. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ В МНОГООСТУПЕНЧАТОЙ АКТИВНОЙ ТУРБИНЕ

Усилие, действующее на упорный подшипник R_y многоступенчатой активной турбины, складывается из осевых усилий в ступенях R (на лопатки R_{λ} , на полотно диска R_d , на уступы вала) и усилий, действующих на втулки переднего и заднего



Фиг. 6-3. К расчету осевых усилий в многоступенчатой активной турбине

концевых уплотнений [Л. 42]. Вначале ради простоты рассмотрим однокорпусную турбину, имеющую z ступеней (фиг. 6-3). Упорное усилие будет равно

$$R_y = \sum_{i=1}^z R_i + p_1 \frac{\pi}{4} d_{1n}^2 - p_2 \frac{\pi}{4} (d_{2n}^2 - d_{12}^2) - p_x \frac{\pi}{4} d_{01}^2 - (p_1 - p_x) \frac{\pi}{4} d_x^2 \quad (6-18)$$

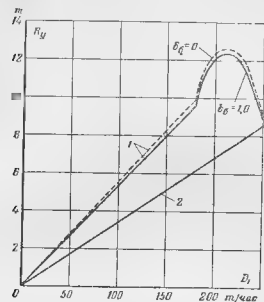
Последний член этого выражения представляет усилие, действующее на так называемый разгрузочный поршень.

Осевое усилие в конденсационной турбине с дроссельным парораспределением меняется примерно пропорционально пропуску пара:

$$\frac{R_y}{R_y} \sim \frac{D_1}{D} \quad (6-19)$$

Эта пропорциональность соблюдается в значительном диапазоне изменения расхода пара. Действительно, теплоперепады, а следовательно, и реакция всех ступеней кроме последней

сохраняются постоянными; давление пара по ступеням турбины, а значит, и перепады давлений меняются пропорционально расходу (см. § 3-1). Таким образом, осевые усилия в каждой ступени (кроме последней, усилие в которой в общем балансе мало) меняются пропорционально расходу. Давление пара перед первым диском p_1 и давление в камере разгрузочного поршня p_x также пропорциональны расходу. Отсюда



Фиг. 6-4 Осевые усилия в зависимости от расхода пара в конденсационной турбине с обводным парораспределением.
1 — для всей турбины; 2 — для ступеней, следующих за камерой обвода

следует, что выражение (6-19) справедливо, так как в конденсационной турбине p_x очень мало.

Если перегрузка такой турбины осуществляется обводным клапаном, то зависимость упорного давления от расхода пара имеет вид, представленный на фиг. 6-4 для турбины АК-50. До открытия обводного клапана (расход меньше 180 т/час) упорное усилие пропорционально пропуску пара. По мере открытия обводного клапана указанная пропорциональность нарушается. Суммарное осевое усилие в ступенях, следующих за камерой обвода, будет и в этом случае меняться пропорционально расходу пара. Некоторое отклонение от этой пропорциональности вызывается повышением температуры пара в камере обвода, а следовательно, уменьшением степени реакции из-за повышения располагаемых тепловых перепадов в ступенях.

В группе обведенных ступеней осевое усилие меняется, во-первых, из-за уменьшения перепадов давлений и, во-вторых, из-за увеличения степени реакции, связанного с уменьшением теплоперепада. При этом оказывается, что сначала после открытия обводного клапана осевое усилие в этих ступенях возрастает, а затем падает. Усилие, действующее на разгрузочный поршень, меняется сначала пропорционально расходу пара, а при перегрузке турбины меняется в меньшей степени.

Таким образом, максимальное упорное давление в турбине с обводным регулированием может возникнуть не при максимальном расходе пара. В большинстве случаев обводится малое число ступеней и давление пара в перегрузочной камере ниже, чем перед соплами первой ступени; тогда максимальное осевое усилие может возникнуть при наибольшей нагрузке.

Аналогично тому, как это было сделано в предыдущем параграфе для отдельной ступени, найдем тот перепад давлений в обведенной группе, при котором суммарное осевое усилие в ступенях этой группы достигнет наибольшего значения. Для каждой ступени этой группы приращение осевого усилия запишется следующим образом:

$$\Delta R = S \left\{ p [\Delta p_1 - \Delta p] + (1 - p) \left[0,5 \left(\sqrt{\frac{h_0^-}{h_{01}}} - 1 \right) - 0,3 \left(\sqrt{\frac{h_0^-}{h_{01}}} - 1 \right)^2 \right] \Delta p_1 \right\}. \quad (6-20)$$

В данной группе можно с достаточной точностью принять одинаковыми для всех ступеней площадь S , расчетные степени реакции и располагаемые тепловые перепады. Тогда, суммируя по всем ступеням группы и заменив отношение располагаемых перепадов тепла всей группы (параметры пара перед турбиной p_0 и t_0 неизменны) через отношение соответствующих перепадов давлений, получим выражение для суммарного осевого усилия. Это осевое усилие, как и для одной ступени (см. § 6-1), будет наибольшим примерно при половинном по сравнению с расчетным перепадом давлений

$$p_0 - (p_2)_1 = 0,5 (p_0 - p_2). \quad (6-21)$$

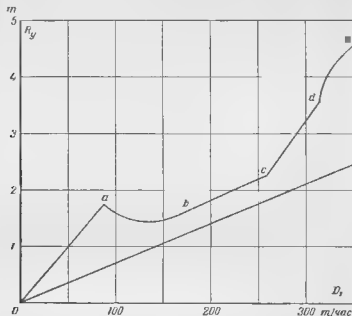
Определение режима наибольшего осевого усилия в турбине с обводным парораспределением по формуле (6-21) совпадает с результатами детального ноступенчатого расчета турбины.

В турбине с силовым парораспределением следует учитывать, кроме усилий, действующих на нерегулируемые ступени (которые определяются так же, как и для ступеней турбины с дроссельным регулированием), осевое усилие в регулирующей ступени.

Методика расчета осевого усилия в регулирующей ступени изложена в предыдущем параграфе. Напомним, что в расчете следует учитывать парциальность подвода пара и утечку через переднее концевое уплотнение. В тех случаях, когда имеется проход для выравнивания давления по обе стороны диска регулирующей ступени, можно пренебречь осевым усилием, действующим на полотно диска.

Наибольшее осевое усилие на лопатках регулирующего колеса соответствует максимальному пропуску пара, несмотря

на то, что в этом случае перепад давлений на ступень минимальный, так как реакция ступени и степень парциальности будут наибольшими при максимальном расходе пара. Снижение расхода пара вызывает падение давления в камере регулирующей ступени уменьшается степень реакции и при последовательном закрытии регулирующих клапанов изменяется



Фиг. 6.5. Осевые усилия в зависимости от расхода пара в конденсационной турбине с сопловым парораспределением.

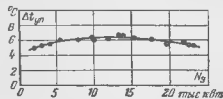
степень парциальности. В этом случае осевое усилие уменьшается. Однако уменьшение R_y будет происходить до возникновения критической скорости в рабочих лопатках. При дальнейшем снижении давления за ступенью реакция будет возрастать, а следовательно, будет возрастать и осевое усилие. Повторное снижение осевого усилия начнется с момента закрытия регулирующего клапана № 1, причем осевое усилие будет уменьшаться пропорционально расходу пара. Если в камере регулирующей ступени нет прохода для выравнивания давлений по обе стороны диска, то изменение осевого усилия в зависимости от расхода пара для всего регулирующего колеса будет иметь тот же характер, что и для рабочих лопаток.

На фиг. 6-5 дан примерный расчетный график изменения осевого усилия в мощной турбине средних параметров с одно-

вечным регулирующим колесом и пятью клапанами. Диск регулирующей ступени имеет разгрузочные отверстия. При открытии всех клапанов степень парциальности равна 0,85. Верхняя кривая соответствует суммарному усилию во всех ступенях турбины, нижняя прямая — осевому усилию в регулируемых ступенях. Точки a, b, c, d, e отвечают режимам с полностью открытыми клапанами. Прямая oa соответствует работе турбины при регулировании первым клапаном. Критическая скорость в лопатках регулирующей ступени возникает на режиме работы с первым полностью и вторым частично открытыми клапанами.

В турбине с противодавлением осевое усилие в регулируемых ступенях меняется непропорционально расходу пара, так как давления по ступеням зависят не линейно от пропуска пара. Кроме того, располагаемые теплоперепады ступеней и их реакции не остаются постоянными. В этом случае может оказаться, что максимальное суммарное осевое усилие в проточной части возникает не при номинальной нагрузке, так как снижение расхода пара вызывает возрастание реакции ступеней. Чаще всего это обнаруживается в предвключенных турбинах, где теплоперепад регулируемых ступеней невелик и существенно меняется при снижении нагрузки.

На фиг. 6.6 показаны опытные точки для турбины ВР-25-МВ. Как видно из графика, наивысшая температура сегментов упорного подшипника, а следовательно, максимальное упорное давление достигается при мощности примерно 12000 кВт, т. е. при частичной нагрузке турбины. Испытания проводились инж. ВТИ Е. И. Бореским. Это обстоятельство следует учитывать при эксплуатации предвключенных турбин, так как часто при неисправной работе упорного подшипника снижают нагрузку турбины, что в некоторых случаях может привести к росту осевого усилия.



Фиг. 6.6. Изменение температуры коллодок упорного подшипника в зависимости от мощности в предвключенной турбине.

6-3. ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ В РЕАКЦИОННОЙ ТУРБИНЕ

В реактивных турбинах осевые усилия складываются из усилий, действующих на рабочие лопатки, и из усилий, действующих на барабан, и достигают значительных величин. Для уменьшения давления на упорный подшипник эти турбины выполняются с разгрузочным поршнем или многоцилиндровой конструкции с противоположным направлением потоков пара.

Так, например, для одноцилиндровой конденсационной реактивной турбины (фиг. 6-7) упорное усилие на подшипник равно

$$R_v = \sum_{\Sigma} R_{\lambda} + \Sigma R_6 + R_{p\text{ст}} + p_1 \frac{\pi}{4} d_{16}^2 - p_2 \frac{\pi}{4} (d_{26}^2 - d_{2y}^2) - p_p \frac{\pi}{4} d_{1y}^2 - (p_1 - p_p) \frac{\pi}{4} d_p^2. \quad (6-22)$$

Здесь $\sum_{\Sigma} \lambda_{\lambda}$ — суммарное осевое усилие на рабочих лопатки реактивной части,
 ΣR_6 — суммарное осевое усилие на уступы барабана реактивной части,
 $R_{p\text{ст}}$ — осевое усилие в регулирующей ступени.

В реактивной ступени с реакцией $p \approx 0,5$ можно вполне пренебречь разностью осевых составляющих скоростей входа и выхода из рабочих лопаток и определять осевое усилие по формуле

$$R_s = \pi d l_2 (p_1 - p_2) \approx \pi d l_2 (p_0 - p_k) \quad (6-23)$$

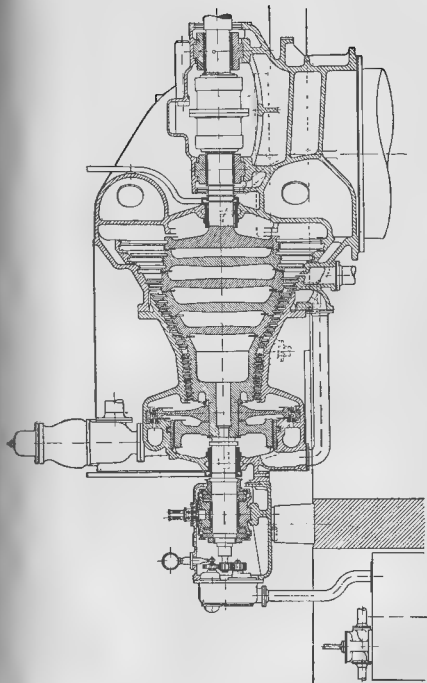
Как было показано выше (§ 2-4), степень реакции в ступенях реактивной турбины остается примерно постоянной даже при значительных изменениях теплоперепада. Поэтому можно считать, что осевое усилие на лопатках реактивной ступени меняется пропорционально изменению перепада давлений:

$$\frac{(R_s)_1}{R_s} = \frac{(p_0 - p_k)_1}{p_0 - p_k} \quad (6-24)$$

В конденсационной турбине суммарное осевое усилие на рабочих лопатках и барабане реактивной части примерно пропорционально расходу пара. Для турбин с противодавлением эта пропорциональность не соблюдается, однако в отличие от активных турбин максимальное осевое усилие в реактивной части будет обязательно при максимальном пропуске пара. Изменение осевого усилия в регулирующей ступени описано выше.

В конденсационной реактивной турбине с дроссельным регулированием упорное давление на подшипник меняется пропорционально пропуску пара; в турбине с сопловым регулированием эта пропорциональность нарушается в меру нелинейности изменения усилия в регулирующей ступени.

В турбинах с противодавлением упорное усилие, действующее на подшипник, не пропорционально пропуску пара, так как давление в камере регулирующей ступени, а следовательно, перед разгрузочным поршнем не пропорционально расходу пара и определяется по формуле (3-2a)



Фиг. 6-7 К расчету осевых усилий в многоступенчатой реактивной турбине.

6.4. ВЛИЯНИЕ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ И ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА ОСЕВОЕ УСИЛИЕ В ТУРБИНЕ

Неточность изготовления проточной части турбины (когда площади выходных сечений сопел и лопаток отличаются от расчетных значений) приводит к отклонению действительной реакции от предполагаемой, а следовательно, и к изменению осевого усилия в турбине. Даже при высокой точности изготовления, когда площади сопел и лопаток выдержаны с допуском $\pm 2\%$, реакция ступени может иметь отклонение $\Delta p \pm 3\%$ (см. § 2-4).

Некоторые турбостроительные заводы производят расчет упорного давления в турбине для расчетной степени реакции и дополнительно для двух крайних случаев при изменении реакции ступеней на $\pm 3\%$ и на -3% .

Очевидно, что ошибки в изготовлении не могут быть во всех ступенях максимальными и с одинаковым знаком; поэтому такой расчет дает запас, который в некоторой степени покрывает приближенный выбор коэффициентов расхода.

В табл. 6-1 приведены результаты расчета упорного давления и упорного усилия на лопатки и диски турбины АК-100-ХТЗ [Л. 40]. Расчет проведен для максимального про пуска пара в турбину для ротора высокого давления. Турбина имеет 3000 об/мин.

Таблица 6-1

	Разрушающее осевое усилие на паровые уплотнения [кг]	Осевое усилие на диски [кг]	Осевое усилие на лопатки [кг]	Суммарное упорное давление [кг]
При расчетной реакции	-13 628	+11 781	+1 847	0
При $+3\%$	-13 628	+25 339	+6 768	+18 479
При -3%	13 628	2 537	-3 073	19 238

Как видно из таблицы, диаметр переднего уплотнения являющегося разрушающим поршнем, выбран таким образом, чтобы при расчетной реакции суммарное упорное давление действующее на упорный подшипник, равнялось нулю, т. е. осевое усилие полностью уравновешивается. Однако при расчете с $+3\%$ реакцией упорное давление возрастает почти до 20 т как по направлению, так и против потока пара. На это усилие завод и рассчитывает упорный подшипник.

Осевое усилие существенно зависит от размера зазоров в проточной части турбины зазоров в уплотнении диафрагмы (и иногда в переднем концевом уплотнении), зазора между диафрагмой и лопаточным бандажом, зазора между диафраг-

мой и диском. Указанные зазоры могут при монтаже и эксплуатации значительно отклоняться от припаятых заводом-изготовителем. Следует отметить, что наибольшее влияние на осевое усилие оказывают зазоры в первых ступенях турбины, где площадь этих зазоров по отношению к площади сопел больше, чем в других ступенях.

Определение реакции ступени с учетом утечки и подсоса пара через зазоры подробно рассмотрено в § 2-4. Влияние зазора между диафрагмой и бандажом на осевое усилие видно из графика (фиг. 6-4), где показана расчетная зависимость от расхода пара при $\delta_c = 0$ и $\delta_c = 1$ мм. Ясно, что при нулевом зазоре упорное давление больше.

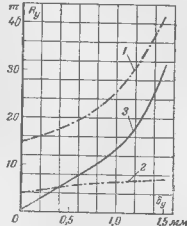
Для упрощения расчетов по определению осевых усилий в многоступенчатой турбине часто пренебрегают влиянием утечек и подсоса на степень реакции, что ведет к завышению упорного давления. Но зато при этом обычно не учитывают возможных отклонений в проходных сечениях и вызываемого этим изменения степени реакции.

В условиях эксплуатации турбин может существенно измениться утечка пара через уплотнения диафрагмы. Причинами этого могут быть износ гребешков уплотнений, и неправильный их монтаж. Увеличение площади зазоров, различная величина их по окружности, скругление кромок гребешков, неправильная установка гребешков по ходу пара¹ все это приводит к увеличению утечки и росту осевого усилия в ступенях.

Расчет осевого усилия при различных зазорах в уплотнениях и различных зазорах между диафрагмой и диском можно производить по формулам § 6-1.

Очень большое влияние зазоров в уплотнениях диафрагмы δ_y видно из графика фиг. С-8, где упорное усилие на подшипник турбины АК-50 ХТЗ представлено в зависимости от δ_y . При увеличении зазора в уплотнении с $\delta_y = 0,5$ мм до $\delta_y = 1,5$ мм упорное усилие возрастает на 24 000 кг.

¹ Во всех этих случаях увеличивается коэффициент расхода через зазоры диафрагмных уплотнений.

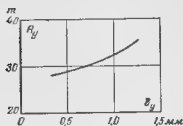


Фиг. 6-8 Влияние зазора в диафрагменных уплотнениях на величину осевого усилия (для турбины АК-50 ХТЗ)

1 — осевое усилие на диски, 2 — осевое усилие на лопатки, 3 — суммарное осевое усилие действующее на упорный подшипник

На фиг. 6-9 показано изменение упорного усилия, действующего на подшипник ротора высокого давления турбины ВК-50 АЕГ, продольный разрез которой представлен на фиг. 6-10.

В турбине АК-50 ХТГЗ наблюдается более сильный рост упорного давления при увеличении зазоров уплотнений. Это объясняется главным образом тем, что турбина АК-50 ХТГЗ, работающая при $n = 1500$ об/мин, имеет большие диски, чем турбина ВК-50 АЕГ с $n = 3000$ об/мин. Кроме того, в ней больше число ступеней, чем в ч. д. турбины ВК-50.



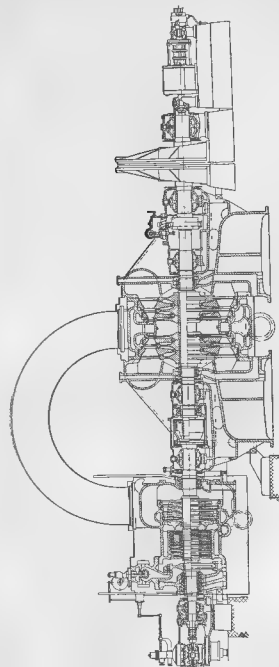
фиг. 6-9. Изменение осевого усилия в турбине ВК-50 АЕГ в зависимости от величины зазора в диафрагменных уплотнениях.

Так, по опытам Е. И. Боровского, проведенным на предвключенной турбине ДЖИИ мощностью 25 тыс. квт температура сечений упорного подшипника при нагружении турбины до 21–22 тыс. квт была ниже, чем при длительной работе, а при нагрузках, близких к максимальным, наоборот, выше, чем при длительной работе (см. график фиг. 6-11).

Такая разница объясняется изменением зазоров в ступенях и зазорах в уплотнениях, вызванным различной степенью теплового расширения деталей турбины при пуске. Очевидно, что влияние неравномерности расширения зависит от многих факторов, а именно: величины зазоров, конструкции и материала различных деталей, степени реакции ступени, направления утечек в ступени и т. д. Очень велико влияние нестабильного температурного режима на дополнительное осевое усилие, вызванное трением в подвижных муфтах. В турбинах, где роторы были соединены подвижной муфтой, наблюдалось наибольшее расхождение в осевых усилиях, измеренных после пуска турбины и при установившемся режиме.

В связи с трудностями расчета осевого усилия в многоступенчатой турбине и значительным влиянием ряда конструктивных и эксплуатационных факторов большое значение имеют экспериментальные исследования упорного усилия, действующего на подшипник. Определение этого усилия возможно с помощью тензометрических датчиков или иной аппаратуры, име-

Опыты, проведенные в последнее время сотрудниками ВТИ М. А. Трубиловым и Е. И. Боровским показали, что осевое усилие в турбине различно при нагружении турбины и при установившемся режиме работы. Разница, измеренная по температуре вкладышей подшипников, обычно невелика, но в отдельных случаях может быть значительной. Интересно отметить, что осевое усилие при нагружении может быть как выше, так и ниже, чем при длительной работе с той же нагрузкой.



фиг. 6-10. Продольный разрез конденсационной турбины ВК-50 АЕГ.

ряющей деформацию в упорных подшипниках. Однако последние работы ВТИ показывают, что исследование осевого усилия в турбине и контроль за работой упорного подшипника можно вести по температуре рабочей поверхности сегментов подшипника. Это упрощает измерение новой аппаратуры и дает такой контроль доступным эксплуатационному персоналу электростанций. Нагрев сегментов упорных подшипников, исследованных инж. М. А. Трубиным соответствует изменению упорного давления примерно на 1 кг/см^2 (точнее, в зависимости от формы и состояния сегментов в пределах от $0,9$ до $1,2 \text{ кг/см}^2$).

Фиг. 6-11. Температура сегментов упорного подшипника предельно-нагруженной турбины ДЖИИ при пуске и при длительной работе

масла происходит в упорном подшипнике не только на поверхностях упорных сегментов, но и на значительной поверхности нерабочей части упорного диска. Изменение температуры сегментов более правильно характеризует работу упорного подшипника и изменение осевого усилия.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА

На электрических станциях иногда устанавливаются турбины, которые по местным условиям питаются паром с параметрами, отличными от расчетных. Кроме того, в эксплуатации турбин давление и температура свежего пара могут на более или менее длительный период отклоняться от номинальных величин.

Отклонение начальных параметров пара приводит к изменению мощности турбины, экономичности турбины и станции. При этом могут увеличиваться напряжения в отдельных элементах проточной части, а также осевые усилия и может возникнуть недопустимый температурный режим. Поэтому даже кратковременная работа турбины при изменении параметров свежего пара в большинстве случаев допускается только после специальных расчетов (если такое изменение не оговорено заводом-изготовителем). Эти расчеты дают возможность ограничить мощность турбины и иногда указывают на необходимые переделки в проточной части, после которых эксплуатация ее будет надежной.

ГОСТ 3618-47 требует, чтобы номинальная мощность конденсационной турбины длительно обеспечивалась при одновре-

менном изменении начальных параметров пара, указанных в табл. 7-1.

Таблица 7-1

Номинальные значения		Пределы изменения	
Давление, ата	Температура, °C	Давление, ата	Температура, °C
29	400	27,5	31
35	435	32	37
90	480	85	95
90	500*	85	95
		385	410
		420	445
		470	490
		480—505	

* См. [гл. 3.]

Для турбин с противодавлением ГОСТ 3678-47 требует обеспечения длительной работы с номинальной мощностью при следующих отклонениях начальных параметров от их номинальных значений:

а) для турбин с начальным давлением пара 15 ата при изменении начальных параметров пара до верхних пределов, указанных в табл. 7-2,

б) для турбин с начальным давлением пара 35 и 90 ата при изменении начальных параметров в пределах, указанных в табл. 7-2.

Таблица 7-2

Номинальные значения		Пределы изменения	
Давление, ата	Температура, °C	Давление, ата	Температура, °C
15	350	12—18	320—375
35	435	32—37	420—445
90	500	85—95	480—505

Примечание. Указанный верхний предел начальной температуры при длительной работе $\pm 3,5^\circ \text{C}$ достигается при условии сохранения среднегодовой величины ее не выше $0,5^\circ \text{C}$.

в) турбины с начальным давлением пара 15 ата должныпускать длительную работу при сохранении расхода пара и одновременных изменений давления за турбиной в пределах, указанных в табл. 8-2, и начальных параметров пара до нижних пределов, указанных в табл. 7-2;

г) эти же турбины должныпускать длительную работу при изменении начального давления пара в пределах, указанных в табл. 7-2, и понижении начальной температуры до 250°C .

д) турбины с начальным давлением 35 атм должны допускать длительную работу с номинальной мощностью при одновыменном изменении основных параметров согласно табл. 7.2 и 8.2

е) эти же турбины должны допускать длительную работу при начальных параметрах пара 29 атм и 400°C и давлении за турбиной согласно табл. 8.2,

ж) турбины с начальным давлением пара 90 атм должны допускать кратковременную периодическую работу с начальной температурой пара свыше 505°C до 510°C в течение 30 мин при суммарном времени работы с этой температурой не менее 200 час. в год

7.1. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ (ПРИ НЕИЗМЕННОЙ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ)

Рассмотрим сначала работу турбины в предположении полного открытия всех регулирующих клапанов. При этом изменение мощности турбины определяется изменением расхода пара H_0 , расхода пара через турбину D и внутреннего к. п. д. η_{oi} .

Мощность турбины при новом начальном давлении найдется по формуле

$$N_1 = N \frac{D_1}{D} \left(\frac{H_{01}}{H_0} \right) \left(\frac{\eta_{oi1}}{\eta_{oi}} \right) \quad (7-1)$$

Выразим теперь в явном виде изменение мощности турбины в зависимости от изменения начального давления. Из известной формулы для внутренней мощности

$$N_i = \frac{DH_0\eta_{oi}}{860}$$

приращение мощности ΔN_i при незначительном отклонении давления свежего пара от номинального давления p_0 и постоянной начальной температуре t_0 найдется следующим образом

$$\Delta N_i = \frac{H_0\eta_{oi}}{860} \frac{\partial D}{\partial p_0} \Delta p_0 + \frac{D\eta_{oi}}{860} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0 + \frac{DH_0}{860} \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} \Delta p_0 \quad (7-2)$$

Приращение мощности складывается из приращений, вызванных изменением расхода пара, изменением располагаемого теплоперепада и изменением внутреннего к. п. д. Так как конечной целью настоящего вывода является получение относительно небольшого приращения мощности, то можно ввести некоторые приближения, упрощающие выкладки. Для конденсационных турбин, и турбин, где в соплах регулирующей ступени возникает критическая скорость, расход пара пропорционален начальному давлению и поэтому можно считать, что

$$\frac{\partial D}{\partial p_0} = \frac{D}{p_0}$$

Это соотношение можно приближенно принять и для других турбин.

Располагаемое теплосодержание в области перегретого пара может быть представлено формулой

$$H_0 = \frac{Ak}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Так как при неизменной начальной температуре произведение $p_0 v_0$ практически постоянно (особенно в области средних давлений), то

$$\frac{\partial H_0}{\partial p_0} = A p_0 v_0 \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{p_0} = H_0 \frac{k-1}{k} \frac{\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \frac{1}{p_0}$$

Если при небольшом отклонении начального давления принять, что внутренний к. п. д. турбины η_{oi} остается тем же самым, т. е.

$$\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} \approx 0,$$

то приращение мощности по формуле (7-2) будет равно

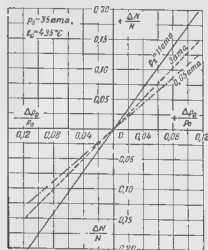
$$\Delta N_i = \left[1 + \frac{k-1}{k} \frac{\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] \frac{\Delta p_0}{p_0} N_i \quad (7-3)$$

Таким образом, приращение внутренней мощности турбины пропорционально приращению начального давления. Из рассмотрения процесса в is диаграмме, а также из формулы (7.3) ясно, что отклонение давления свежего пара тем сильнее сказывается на мощности, развиваемой турбиной, чем выше относительное противодавление турбины. Линейная зависимость ΔN_i от Δp_0 получена выше для турбин, работающих в области перегретого пара. Однако расчеты и результаты испытаний показали, что эта пропорциональность приближенно сохраняется и для конденсационных турбин.

На фиг. 7.1 представлена зависимость $\frac{\Delta N_i}{N_i}$ от $\frac{\Delta p_0}{p_0}$ по формуле (7-3) для различных давлений отработавшего пара.

До сих пор предполагалось полное открытие всех регулирующих клапанов и, следовательно, изменение начального да-

ления вызвало изменение расхода пара. Рассмотрим другие случаи турбины. Если турбина имеет дроссельное парораспределение, то при частичных нагрузках, когда дроссельный клапан открыт не полностью, изменение давления свежего пара при постоянном его расходе вообще не отразится на мощности турбины. Действительно, давление пара перед соплами первой ступени при неизменной начальной температуре зависит только



Фиг. 7.1. Относительное приращение мощности турбины в зависимости от относительного изменения начального давления (при полном открытии регулирующих клапанов)

сохранения прежнего количества протекающего пара дополнительного открытия (закрытия) регулирующих клапанов. Располагаемый теплоперепад проточной части турбины уменьшится (увеличится), а следовательно, уменьшится (увеличится) мощность турбины. При конечном числе клапанов уменьшение (увеличение) начального давления приведет к уменьшению (увеличению) пропуска пара через полностью открытые клапаны. Расход пара через частично открытый клапан при этом изменится за счет дополнительного открытия (закрытия), причем в зависимости от того, какое положение занимал частично открытый клапан, потеря от дросселирования в нем может возрасти или сократиться.

На фиг. 7.2 дана кривая приращения мощности в зависимости от начального давления для турбины с четырьмя регулируемыми клапанами. График построен для турбины АК-4, расчет которой приведен в приложении 4. На фиг. 7.2

дунктиром показаны кривые для случая идеального регулирования.

Изменение мощности турбины с идеальным сопловым регулированием, вызванное отклонением начального давления, можно определить по формуле (7-2), положив в ней постоянным расход пара. Тогда

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\left(\frac{p_x}{p_0}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \frac{\Delta p_0}{p_0}$$

До сих пор рассматривалось изменение мощности турбины при отклонении начального давления. При проведении испытаний, проверка гарантийных расходов и т. п. представляет интерес обратная задача: определение поправки на расход пара при изменении начального давления и постоянной мощности.

В процессе испытаний трудно поддерживать номинальное значение параметров пара; поэтому приходится производить измерения расхода пара в условиях, когда начальное давление отличается от номинального. В этом случае результаты испытаний приводятся к номинальным начальным параметрам и на измеренный расход пара вводится поправка.

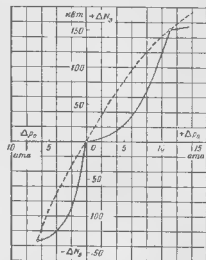
Приращение расхода ΔD при изменении давления свежего пара на Δp_0 (температура свежего пара, противодавление и мощность турбины являются неизменными) выражается следующей формулой:

$$\Delta D = - \frac{860 N_i}{\eta_{oi} H_0^2} \cdot \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \cdot \Delta p_0 - \frac{860 N_i}{\eta_{oi}^2 H_0} \cdot \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} \cdot \Delta p_0$$

Относительное приращение расхода равно

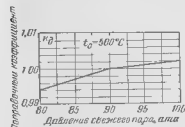
$$\frac{\Delta D}{D} = - \frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial p_0} \Delta p_0 - \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0} \cdot \Delta p_0$$

Изменение располагаемого теплоперепада H_0 с изменением начального давления может быть подсчитано, например,



Фиг. 7.2. Приращение мощности турбины АК-4 с регулируемым клапаном в зависимости от изменения начального давления

с помощью 18 диаграммы. Изменение внутреннего к п. д. η_{oi} зависит от типа парораспределения и конструкции турбины. Так, например, в случае дроссельного парораспределения увеличение начального давления не приведет (при той же мощности) к уменьшению расхода пара, так как дроссельный клапан прикроется и увеличение располагаемого теплоперепада будет компенсировано возрастанием потерь от дросселирования.



Фиг. 7.3 Поправочная кривая при изменении давления свежего пара для турбин ВК 50-1 ЛМЗ.

для турбины ВК-50. В табл. 7.3 для некоторых турбин приведены средние значения поправок к расходу пара при изменении давления свежего пара

Таблица 7.3

Тип турбины	Номинальная мощность N_n , кил	Поправки к расходу пара при изменении начального давления на 1 атм, %		Примечание
		Уменьшение давления	Увеличение давления	
АК-50 ХТЗ	50 000	+0,33	-0,33	При нагрузках экономической и выше
АК 50-1 ЛМЗ	50 000	+0,5	0	
АК-25-1 ЛМЗ	25 000	+0,6	0,2	
АТ-25-1	25 000	+0,5	0,5	При нагрузках экономической и выше конденсационный режим
АП-25-1	25 000	+0,58	0,38	Конденсационный режим
ОК-30	3 000	+0,82	0,82	
БК-100-2	100 000	0,6	0,2	
БК 50-1	50 000	+0,6	-0,2	
БК-25-1	25 000	+0,6	-0,2	

Рассмотрим работу нескольких турбин при изменении давления свежего пара [Л. 43]. Когда в турбинном цехе установлено несколько турбин, изменение начального давления при постоянном пропуске пара приводит к перераспределению расходов пара между турбинами. В тех турбинах, где открытие регулирующих клапанов не меняется, пропуск пара при повы-

шении давления возрастает¹. Для сохранения постоянства расхода пара по цеху должен быть сокращен пропуск пара через одну из турбин. Мощность этой турбины снизится, а к. п. д., как правило, ухудшится.

Общее приращение мощности по цеху можно определить, зная зависимость ΔN от Δp_0 для каждой турбины и зависимость N от D для той турбины, в которой будет меняться положение регулирующих клапанов. Желательно, чтобы эта турбина обладала устойчивым к п. д., т. е. предпочтительно, чтобы она имела сопловое парораспределение. Во всяком случае выигрыш экономичности, а следовательно, выработка электроэнергии при повышенном начальном давлении будут тем больше, чем меньше в общем балансе доля расхода свежего пара на турбину, нагрузка которой снижена.

Когда давление свежего пара падает ниже номинального, то максимальная мощность турбины ограничивается [см. формулу (7.1)]. Если предполагается длительная работа с пониженным начальным давлением, то можно пойти на некоторые изменения в конструкции турбины, которые позволят несколько повысить мощность. В случае соплового парораспределения для этого необходимо увеличить количество сопел в регулирующей ступени таким образом, чтобы расход пара стал равен максимальному расходу при номинальных параметрах. Тогда мощность будет равна

$$N_1 = N_{H_0}^H \quad (7.4)$$

и, следовательно, все же не достигнет номинальной величины. Однако дальнейшее увеличение пропусков пара недопустимо без специальных расчетов, так как оно вызовет увеличение напряжений в деталях турбины. Необходимое увеличение числа сопел в регулирующей ступени определяется по формуле

$$z_1 = z \frac{p_0}{p_{01}} \quad (7.5)$$

где z и z_1 — число сопел соответственно до и после реконструкции.

Эта формула справедлива только для турбин с критическим истечением в соплах регулирующей ступени. При дозвуковых скоростях она будет давать число сопел меньше, чем это необходимо для номинального расхода. Точный расчет максимально допустимого числа сопел при докритическом истечении можно произвести, зная расчетный режим регулирующей ступени:

$$z_1 = z \frac{p_0^{\frac{1}{\gamma}}}{p_{01}^{\frac{1}{\gamma}} \alpha_1} \quad (7.6)$$

¹ В некоторых случаях это не может быть допущено из условия надежности работы турбины (см. следующий параграф).

где α и α_1 — относительные расходы пара через сопла регулирующей ступени при полностью открытых клапанах, давлении в камере регулирующей ступени p_1 и соответственно при начальных давлениях p_0 и p_{01} . Так как обычно нет полных данных для проведения такого расчета, то можно выбрать число сопел несколько больше, чем дает формула (7.5), а максимально допустимое количество пара определить по давлению в контрольной ступени. После этого следует ограничить подъем последнего регулирующего клапана так, чтобы давление в контрольной ступени не превышало максимально допустимого давления. Давление в контрольной ступени (например, в камере регулирующей ступени) должно быть равно давлению при номинальных параметрах и максимальной нагрузке. Если предельное давление в контрольной ступени p_1^{max} не было известно, то его можно подсчитать, измерив предварительно давление p_1 в этой ступени при сниженном начальном давлении p_{01} и максимально возможном расходе до реконструкции турбины. Для конденсационной турбины подсчет проводится по формуле

$$p_1^{max} = p_1 \frac{p_0}{p_{01}}; \quad (7.7)$$

а для турбин с противодавлением p_z в случае критического истечения в регулирующей ступени — по формуле

$$p_1^{max} = \sqrt{(p_1^2 - p_z^2) \frac{p_0^2}{p_{01}^2} + p_z^2}. \quad (7.8)$$

Для турбин с противодавлением в случае заведомо докритического истечения (однотенечная регулирующая ступень) максимальное давление в контрольной ступени можно подсчитать по следующей формуле

$$p_1^{max} = \sqrt{(p_1^2 - p_z^2) \frac{p_0^2}{p_{01}^2} - p_z^2}. \quad (7.9)$$

Реконструкция турбин с дроссельно-обводным парораспределением при снижении давления свежего пара не может идти за счет увеличения числа сопел, так как ступени выполняются с полным подводом пара. В этом случае можно рекомендовать [Л. 26] следующие мероприятия. Если начальное давление понизилось до максимально допустимого давления в камере перегрузочной ступени, то имеет смысл разложить диски и удалить сопла первой ступени и диафрагмы остальных ступеней обведенной группы. Расход пара при этом можно сохранить примерно равным прежнему максимальному. Тогда максимальная мощность турбины практически не изменится. Если же

начальное давление упадет не столь значительно, то следует иметь одну или несколько ступеней из обведенной группы. Число удаляемых ступеней можно определить следующим путем.

Число удаляемых ступеней $z_{уд}$ по отношению к числу ступеней во всей обведенной группе $z_{об}$ должно быть не больше, чем отношение теплоперепада $(h)_{сильн}$ (от давления p_0 до давления p_{01}) к теплоперепаду всей обведенной группы при номинальных параметрах и нагрузке $(h)_{об}$

$$\frac{z_{уд}}{z_{об}} \leq \frac{(h)_{сильн}}{(h)_{об}}. \quad (7.10)$$

Коэффициент полезного действия турбины после реконструкции при номинальной нагрузке изменится по сравнению с расчетным незначительно, однако при частичных нагрузках к. п. д. турбины без удаления ступеней будет выше, чем после удаления. Поэтому реконструкцию турбины следует производить, если ее нагрузка близка к номинальной.

7.2. НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ ТУРБИНЫ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАЧАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ (И ПОСТОЯННОЙ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ)

При снижении давления свежего пара расход его уменьшается и, как было показано, детали турбины не будут пере-гружены.

При этом нагрузка турбины, естественно, снизится. Так, Ленинградский металлический завод требует [Л. 35], чтобы для конденсационных турбин высокого давления при падении начального давления свежего пара ниже 85 атм было произведено ограничение мощности согласно следующей таблице:

Снижение номинальной мощности конденсационных турбин на каждую атмосферу падения давления ниже 85 атм

Тип турбин	ВК 25-1	ВК 50-1	ВК 100-2
Снижение мощности, лвт	1 000	2 000	4 000

Примечание. При падении давления свежего пара до 60 атм турбина должна быть полностью разгружена.

Если с целью увеличения пропускания пара производится описанная выше реконструкция турбины, то надежная работа

будет обеспечена при условии, что расход пара не превосходит максимального расхода при номинальных параметрах.

Повышение же давления свежего пара может привести к перегрузке отдельных элементов турбины. Если мощность турбины не должна превышать максимальной величины при номинальном давлении, то следует ограничить расход пара. Допустимый расход пара D_1 будет равен

$$D_1 = D \frac{H_0}{H_{01}}, \quad (7-11)$$

где H_1 и H_{01} — располагаемые теплоперепады турбины соответственно до и после повышения давления свежего пара.

При этом рабочие лопатки и диафрагмы (а в реактивных турбинах — рабочие и направляющие лопатки) в регулируемых ступенях не будут перегружены. Действительно, напряжения в рабочих лопатках пропорциональны произведению расхода пара на теплоперепад ступени (см. § 3-5). Расход пара сократится [см. формулу (7-11)], располагаемые же перепады тепла нерегулируемых ступеней также уменьшатся (в первых ступенях из-за некоторого снижения температуры перед ступенями, а в последних также и вследствие снижения давления перед ступенями). Напряжения и прогибы в диафрагмах уменьшатся так как сокращение пропуска пара вызовет снижение давлений перед ступенями, а следовательно, и снижение перепадов давлений (см. § 3-5).

Как было показано ранее, наиболее опасным для рабочих лопаток регулирующей ступени является режим работы с одним полностью открытым клапаном. Избегая напряжения в лопатках регулирующего колеса в этом режиме определяются следующим образом [формула (3-15)]

$$\left(\sigma_{u1}\right)_1 = \sigma_{u0} \frac{D_1}{D} \frac{h_{01}}{h_0} \left(\frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,0}}\right)_1 \frac{e^1}{e_1} \quad (7-12)$$

Здесь нижний индекс 1 относится к режиму с повышенным начальным давлением, а верхний индекс 1 указывает на то, что рассматривается работа с одним полностью открытым клапаном.

При неизменном числе сопел в первой группе ($e_1^1 = e^1$) повышение начального давления вызывает пропорциональное увеличение пропуска пара, так как давление за соплами при одном открытом клапане всегда ниже критического

$$\frac{D_1^1}{D^1} = \frac{p_{01}}{p_0}. \quad (7-13)$$

Поскольку давление в камере регулирующей ступени примерно (а в конденсационной турбине точно) пропорционально

начальному давлению, а температура свежего пара постоянна, то располагаемый теплоперепад в ступени при одном открытом клапане не изменится ($h_{01}^1 = h_0^1$). При этом, естественно, не меняются и к. п. д. на лопатках ступени $\eta_{0,1}^1 - (\eta_{0,1}^1)_1$.

Таким образом, напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени возрастут пропорционально начальному давлению. Это недопустимо, и чтобы снизить напряжения до прежней величины, следует несколько изменить работу органов парораспределения [Л. 26]. Для того чтобы напряжения в лопатках, проходящих мимо сопел первого клапана, оставались прежними, необходимо уменьшить располагаемый теплоперепад потока пара первой группы до величины

$$h_{02} = h_0 \frac{p_0}{p_{01}} \left(\frac{\eta_{0,2}}{\eta_{0,2,1}}\right)_1. \quad (7-14)$$

Это можно достичь более ранним открытием второго регулирующего клапана так, чтобы при полном открытии первого клапана общий пропуск пара в турбину соответствовал такому давлению в камере регулирующей ступени, при котором располагаемый теплоперепад ступени равен h_{02} .

Порядок расчета следующий

а) По формуле (7-14) определяется перепад h_{02} . При этом h_0^1 и $\eta_{0,2}^1$ должны быть известны из теплового расчета (при номинальных параметрах и одном полностью открытом клапане). Приняв вначале $(\eta_{0,2})_2 = \eta_{0,2}^1$, находим h_{02} , а затем производим уточнение, оценив изменение к. п. д. первого потока пара по данным § 2-7 (по характеристике ступени $\frac{u}{c_p}$). Если величина h_0^1 не известна, то следует определить ее, измерив давление в камере регулирующей ступени на режиме работы с одним полностью открытым клапаном.

б) Откладывая на i -й диаграмме найденный перепад h_{01} от состояния пара перед соплами (примерно от давления $0,95p_{01}$, где коэффициент 0,95 учитывает дросселирование в паровпускных органах) и находим давление p_{11} в камере регулирующей ступени.

в) По давлению p_{11} определяем расход пара в турбину D_1

$$D_1 = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{11}^2}{p_{01}^2 - p_{02}^2}} \sqrt{\frac{T_1}{T_{12}}} \quad (7-15)$$

Здесь p_1 , T_1 и D — соответственно давление в камере регулирующей ступени и расход пара при каком-либо известном режиме работы турбины; p_2 — противодавление турбины.

г) Разность расходов пара $D_1 - D_1^I$ представляет пропуск пара через второй клапан в момент полного открытия первого клапана. Следует иметь в виду, что D_1^I попрежнему можно подсчитать по формуле (7-13), так как расход через первую группу сопел остается критическим.

д) Подъем второго клапана Δ находим по пропуску пара с помощью характеристики клапана $\Delta = f(D)$

Пример 7-1.

Турбина АК-4, расчет которой приведен в приложении 4, должна быть переведена на работу с начальным давлением пара $p_0 = 40 \text{ атм}$. Выяснить, как нужно изменить работу перораспределения, чтобы обеспечить надежную работу лопаток регулирующей ступени.

а) Как следует из описания турбины (стр. 272), она имеет четыре регулируемых клапана, питающих соответственно $z_1 = 3, z_2 = 3, z_3 = 3, z_4 = 2$ и $z_4 = 2$ сопла. В таблице (приложение 4) приведен расчет турбины при трех открытых клапанах.

б) Простым расчетом можно установить, что при одном полностью открытом клапане и теплоперепад регулирующей ступени Δ можно оценить по данным § 27 можно оценить по формуле (7-14) находим допустимый относительный теплоперепад регулирующей ступени, считая сначала, что $(q_0)_2 = 0,63$.

Фиг. 7-4 К расчету турбины при повышении начального давления

расчетом давлений $p_0 = 35 \text{ атм}$ составив $h_0^I = 131 \text{ ккал/кг}$, при этом по данным § 27 можно оценить к п. д. ступени $\frac{h_0}{h_0^I} = 0,63$.

По формуле (7-14) находим допустимый относительный теплоперепад регулирующей ступени, считая сначала, что $(q_0)_2 = 0,63$.

$$h_{02} = 131 \frac{35}{40} = 115 \text{ ккал/кг}$$

Далее производим уточнение, оценив по новому отношению $\frac{h_0}{h_0^I}$ к п. д. на лопатках двухступенной ступени $(q_0)_2 = 0,65$, тогда

$$h_{02} = 131 \frac{35}{40} \cdot 0,63 = 111 \text{ ккал/кг}$$

По i -диаграмме (фиг. 7-4) находим давление $p_{12} = 6,3 \text{ атм}$, которое необходимо поддерживать в камере регулирующей ступени, чтобы тепло переданного пара, проходящего через первый клапан, был равен $h_{02} = 111 \text{ ккал/кг}$. Указанный теплоперепад отклоняется от изобары 35 атм — 111 ккал/кг. Уменьшение давления на 5% из-за потерь в паровпускных органах

Определим расход пара в турбине, соответствующий найденному давлению в камере регулирующей ступени

$$G_1 = G \frac{p_{12}}{p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_{12}}} = 4,2 \cdot \frac{6,3}{9,8} \sqrt{\frac{599}{570}} = 2,8 \text{ кг/сек}$$

Здесь $G = 4,2 \text{ кг/сек}$, $T_1 = 273 + 326^\circ$ и $p_1 = 9,8 \text{ атм}$ — расчетные данные, взятые из таблицы приложения 4.

Для обеспечения надежной работы лопаток регулирующей ступени необходимо, чтобы в момент полного открытия первого регулирующего клапана второй клапан был открыт настолько, чтобы расход через него был равен:

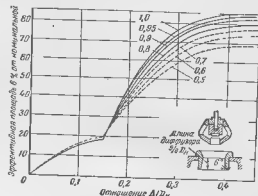
$$G = G_1 - G_1^I = 2,8 - 1,8 = 1,0 \text{ кг/сек}$$

здесь G_1^I — расход пара через первый полностью открытый клапан:

$$G_1^I = \frac{z_1}{z_1 + z_2 + z_3} G \frac{p_{01}}{p_0} = \frac{3}{8} \cdot 4,2 \cdot \frac{40}{35} = 1,8 \text{ кг/сек}$$

Таким образом, относительный расход пара через второй клапан составляет

$$\alpha = \frac{G}{G_1^I} = \frac{1,0}{1,8} = 0,556$$



Фиг. 7-5 Коэффициент расхода для клапана грушевидной формы.

Характеристика клапанов турбины дана на фиг. 7-5. При полном открытии клапана эффективная площадь его гавна 0,85 от номинальной. Для расчетного режима работы второго клапана относительная эффективная площадь будет равна $0,85 \cdot 0,556 = 0,472$. Тогда по этому графику при относительном давлении за и до клапана 0,55 находим относительное открытие второго клапана $\Delta_{D_2} = 0,24$.

Следовательно, необходимо обеспечить опережение в открытии второго клапана таким образом, чтобы в момент полного открытия первого клапана $\left(\frac{\Delta}{p_0}\right)_{D_1} = 0,4$ второй был поднят на величину $\Delta \geq 0,24 D_{D_2}$.

При необходимости ограничить расход пара [формула (7-11)] и л. д. ступени заглушить часть сопел регулирующей ступени (кроме сопел первой и второй группы). Количество заглушаемых сопел $z - z_1$ определяется по формуле

$$z - z_1 = z \left(1 - \frac{H_0}{H_{01}} \frac{p_0}{p_{01}} \right) \quad (7-16)$$

Но по каким-либо причинам нельзя заглушить сопла, то можно ограничить подъем последнего клапана, однако при этом из-за дросселирования пара в нем снизится экономичность турбины.

Если перегрузка турбины осуществляется обводным клапаном, то необходимо ограничить подъем этого кдапана. Ограничение подъема клапана производится по известной зависимости $\Delta z = f(D)$. При обводе пара в камеру регулирующей ступени заглушать сопла этой ступени не надо. При обводе в камеру промежуточной ступени необходимо заглушить часть сопел регулирующей ступени, чтобы напряжения и прогибы в диафрагмах обведенной группы не превысили расчетных значений. Количество заглушаемых сопел подсчитывается по формуле

$$z - z_1 - z \left(1 - \frac{p_1}{p_{01}} \right) \quad (7-17)$$

В некоторых случаях, если генератор допускает перегрузку, можно увеличить мощность агрегата, не нарушая при этом условие надежной работы турбины. Расход пара через турбину следует оставить равным максимальному при номинальных параметрах, а не ограничивать его согласно формуле (7-11). Тогда мощность будет равна

$$N_i = N \frac{H_{01}}{H_0} \quad (7-18)$$

При том же пропуске пара напряжения в нерегулируемых ступенях не будут превосходить максимальных расчетных. Работу органов парораспределения необходимо изменить точно так же, как это было указано выше. Количество заглушаемых сопел подсчитывается тогда по формуле (7-17).

Напряжения в лопатках регулирующей ступени при полностью открытых клапанах будут больше, чем при соответствующем режиме работы с номинальными параметрами. Однако это не опасно, так как лопатки рассчитаны на наибольшие напряжения, возникающие при одном полностью открытом клапане (см. § 3—5).

Перегрузка турбины допустима только после расчета осевого усилия, которое возрастет главным образом в регулирующей ступени. Если регулирующая ступень имеет проходы для выравнивания давлений по обе стороны диска, то увеличение осевого усилия будет незначительным: только за счет роста усилий на лопатках регулирующей ступени. В нерегулируемых ступенях осевые усилия практически не возрастут, так как, несмотря на некоторое снижение температуры в камере регулирующей ступени, давление в этой камере несколько понизится.

Повышение давления свежего пара при неизменной начальной температуре вызывает некоторое увеличение влажности в последних ступенях конденсационных турбин. Это снижает к. п. д. последних ступеней и поставит их рабочие ло-

патки в более тяжелые условия работы. Обычно при небольшом относительном повышении начального давления работа турбины допустима.

Если позволяют условия работы паропроводов, клапанной и сопловой коробки, фланцев, шпилек и т. п., желательно одновременно с повышением давления свежего пара повысить и температуру. Это повысит надежность работы нерегулируемых ступеней и особенно рабочих лопаток последней ступени конденсационных турбин.

7.3. ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ (ПРИ НЕИЗМЕННОМ НАЧАЛЬНОМ ДАВЛЕНИИ)

Изменение температуры свежего пара влияет на мощность турбины и на количество тепла, затрачиваемого на 1 кг пара в котле. Поэтому изменение мощности турбины в зависимости от начальной температуры пара следует рассматривать при неизменном расходе тепла.

Выразим внутреннюю мощность турбины через расход тепла $Q = D(i_0 - i_k')$, где i_0 и i_k' — теплосодержание соответственно свежего пара и питательной воды

$$N_i = \frac{Q}{i_0 - i_k} \frac{H_0 \eta_{01}}{\eta_{01}} \quad (7-19)$$

Когда аналогично § 7-1 приращение мощности представится выражением

$$\Delta N_i = \frac{Q_0}{\eta_{01}} \left[\frac{\eta_{01}}{i_0 - i_k} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} \Delta t_0 - \frac{H_0 \eta_{01}}{(i_0 - i_k)^2} \frac{\partial i_0}{\partial t_0} \Delta t_0 + \frac{H_0}{i_0 - i_k} \frac{\partial \eta_{01}}{\partial t_0} \Delta t_0 \right] \quad (7-20)$$

Приращение мощности складывается из приращений, вызванных изменением располагаемого теплосопрепада, изменением начального теплосодержания и изменением внутреннего к. п. д.

Относительное приращение мощности равно

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left[\frac{1}{H_0} \frac{\partial H_0}{\partial t_0} + \frac{1}{i_0 - i_k} \frac{\partial i_0}{\partial t_0} + \frac{1}{\eta_{01}} \frac{\partial \eta_{01}}{\partial t_0} \right] \Delta t_0. \quad (7-20a)$$

Истинные производные $\frac{\partial H_0}{\partial t_0}$ и $\frac{\partial i_0}{\partial t_0}$ определяются приближенно с помощью i -диаграммы. Внутренний к. п. д. турбины будет

* Если турбина имеет регенеративные отборы, то вместо i_k' следует подставить $i_{k'}$ и учесть отборы при подсчете N_i .

меняться из-за изменения степени влажности пара в последних ступенях. Обычно для турбин средних параметров считают, что повышение температуры свежего пара на 10% вызывает увеличение к. п. д. турбины η_{oi} примерно на 0,5%.

При небольших отклонениях температуры свежего пара приращение внутренней мощности турбины пропорционально приращению начальной температуры. Изменение начальной температуры тем сильнее сказывается на мощности турбины, чем выше относительное противодавление.

Повышение начальной температуры пара выше максимальной температуры, указанной заводом изготовителем, не допускается. Это ограничение вызвано тем, что без специальных исследований материалов трубопроводов и деталей турбины нельзя сказать, возможна ли их надежная работа при повышенной температуре. Заводом изготовителем обычно указывается предельно допустимое повышение температуры. Так, Ленинградский металлический завод им. И. В. Сталина [Л. 34] для турбин с номинальной температурой свежего пара $t_0 = 400^\circ\text{C}$ требует принятия немедленных мер для восстановления температуры при t_0 выше 410°C и немедленного выключения турбины при t_0 выше 425°C . Для турбин с номинальной температурой свежего пара $t_0 = 375^\circ\text{C}$ эти пределы установлены соответственно в $t_0 = 385^\circ\text{C}$ и $t_0 = 400^\circ\text{C}$.

Ограничение температуры особенно важно для турбин с высокими начальными параметрами пара, в которых материалы находятся в тяжелых температурных условиях, подвержены ползучести и релаксации. При этом незначительное увеличение температуры может привести к существенному увеличению скорости ползучести и резкому снижению допускаемых напряжений.

Снижение температуры свежего пара приводит к уменьшению располагаемого теплоперепада всей турбины. При неизменном пропуске пара мощность турбины с сопловым регулированием будет равна (при $\eta_{oi} = \text{const}$)

$$N_1 = N \frac{H_{oi}}{H_0} \quad (7-21)$$

В турбинах с дроссельным парораспределением мощность снизится еще в большей степени из-за дросселирования пара.

С другой стороны, снижение температуры свежего пара приводит к увеличению пропуску пара с D до $D_1 = D \sqrt{\frac{T_0}{T_{oi}}}$.

Таким образом, при полностью открытых клапанах мощность турбины будет больше, чем по формуле (7-21), однако она не

достигнет номинального значения и ограничивается величиной

$$\begin{aligned} N_1^{\max} &= N^{\max} \frac{H_{oi}}{H_0} \frac{D_1}{D} = N^{\max} \frac{H_{oi}}{H_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_{oi}}} \approx \\ &\approx N^{\max} \sqrt{\frac{T_{oi}}{T_0}} \end{aligned} \quad (7-22)$$

Приближенное значение мощности в формуле (7-22) получено в предположении пропорциональности

$$\frac{H_{oi}}{H_0} = \frac{T_{oi}}{T_0},$$

которая справедлива в области перегретого пара и приближенно применима для конденсационных турбин.

Работа турбины со сниженной начальной температурой пара приводит к увеличению напряжений в элементах прочной части, увеличению осевого усилия и к повышению влажности в последних ступенях конденсационных турбин.

Поэтому заводы указывают необходимое ограничение нагрузки турбины при снижении температуры свежего пара. Так, Ленинградский металлический завод требует [Л. 35] при падении температуры свежего пара n° с 470°C снижать мощность турбин с номинальной температурой $t_1 = 500^\circ\text{C}$ согласно следующей таблице

Снижение номинальной мощности конденсационных турбин на каждый градус падения температуры ниже 470°C

Тип турбины	БК-25-1	БК-50-1	БК-100-2
Снижение мощности, кВт	1 000	2 000	4 000

Примечания: 1. При падении температуры свежего пара до 445°C турбина должна быть полностью разгружена.
2. Данные таблицы ориентировочные.

Для того чтобы выяснить изменение напряжений в лопатках и диафрагмах проследим, как меняются давления и теплоперепады по ступеням турбины. Сначала рассмотрим случай работы конденсационной турбины с полностью открытыми клапанами, т. е. при увеличении расхода пара. В этом случае давление в камере промежуточной ступени p_{11} может быть выражено через давление p_1 в камере этой ступени при номинальном режиме

$$p_{11} = p_1 \frac{D_1}{D} \sqrt{\frac{T_{11}}{T_1}} = p_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_{oi}} \frac{T_{11}}{T_1}} \quad (7-23)$$

Из этой формулы следует, что $p_{11} = p_1$, т. е. что давление в промежуточной ступени при сниженной начальной температуре и увеличенном расходе пара практически не изменится по сравнению с номинальным режимом. Это очевидно, так как

$$p_1 = \left(\frac{T_1}{T_0}\right)^{\frac{\lambda}{\lambda-1}} \text{ и } \frac{p_{11}}{p_0} = \left(\frac{T_{11}}{T_{01}}\right)^{\frac{\lambda}{\lambda-1}} \quad (7-24)$$

Здесь T_1 и T_{11} — абсолютные температуры соответственно при номинальном и новом режиме;

λ — показатель политропы процесса расширения пара в ступенях, предшествующих рассматриваемой

Таким образом, перепады давлений в промежуточных ступенях остаются постоянными. Располагаемые теплоперепады первой и промежуточных ступеней меняются пропорционально отношению абсолютных температур свежего пара

$$\frac{h_{01} - h_0}{k} = \frac{Ak}{k-1} RT_{11} \left[1 - \left(\frac{p_{11}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{Ak}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = T_{11} - T_0 \quad (7-25)$$

Для ступеней, работающих в области влажного пара, давление определится по формуле [вместо формулы (7-23)]

$$p_{11} \approx p_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}} \frac{T_{11}}{T_1} \frac{x_{11}}{x_1}} \quad (7-26)$$

Здесь T_1 , T_{11} , x_1 и x_{11} — абсолютные температуры насыщения и сухости пара соответственно при давлениях p_1 и p_{11} . Давление p_{11} по формуле (7-26) находится подбором; для последней ступени можно воспользоваться приближенной зависимостью⁴

$$\frac{p_{11}}{p_1} \approx \sqrt[3]{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (7-27)$$

Очевидно, что давления в последних ступенях конденсационной турбины будут возрастать. Также будут возрастать и перепады давлений в этих ступенях, особенно в последней

⁴ Формула (7-27) получена с использованием зависимости $x_1 = f(T_0)$ и при $\sqrt{\frac{T_{11}}{T_0}} \approx 1$.

ступени, если давление за ней не изменилось¹. Располагаемый теплоперепад последней ступени практически не изменится

Разберем теперь случай, когда при сниженной начальной температуре расход пара поддерживается постоянным. Тогда давление пара в промежуточных ступенях, работающих в области перегретого пара, будет меньше, чем при номинальном режиме, и выразится для конденсационных турбин следующим образом

$$p_{11} = p_1 \sqrt{\frac{T_{11}}{T_1}} \quad (7-28)$$

С помощью формул (7-24) получим

$$p_{11} = p_1 \left(\frac{T_{01}}{T_0} \right)^{\frac{\lambda}{\lambda+1}} \quad (7-29)$$

Показатель политропического процесса λ может быть определен по формуле (5-10)

Располагаемые перепады тепла промежуточных ступеней будут меняться пропорционально отношениям абсолютных температур свежего пара

$$\frac{h_{01} - T_0}{h_0 - T_0},$$

а перепады давлений в промежуточных ступенях в отличие от режима с повышенным пропуском пара, где они остаются постоянными, уменьшаются

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p} = \frac{p_{11}}{p_1} = \left(\frac{T_{01}}{T_0} \right)^{\frac{\lambda}{\lambda+1}} \quad (7-30)$$

В регулирующей ступени теплоперепад и перепад давлений возрастает

Для ступеней, работающих в области влажного пара, давление определится по формуле [вместо формулы (7-28)]

$$p_{11} = p_1 \sqrt{\frac{T_{11}}{T_1} \frac{x_{11}}{x_1}} \quad (7-31)$$

а для последней ступени [аналогично выражению (7-27)] можно приближенно получить

$$\frac{p_{11}}{p_1} \approx \left(\frac{T_{01}}{T_0} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (7-32)$$

Таким образом, при постоянном расходе и сниженной начальной температуре пара для всех ступеней турбины, кроме

¹ При этом уменьшится перепад давлений в ступени предшествующей ступени, работающей в области влажного пара.

регулирующей, теплоперепады и перепады давлений снижаются.

На основании полученных выше формул можно сделать выводы об изменении напряжений в диафрагмах и рабочих лопатках и изменении осевых усилий.

При постоянном пропуске пара напряжении в диафрагмах и рабочих лопатках всех нерегулируемых ступеней снизятся, так как уменьшатся теплоперепады и перепады давлений. В регулирующей ступени при наиболее опасном режиме ее работы при одном полностью открытом клапане расход пара возрастет

$$\frac{D_1^I}{D^I} \sqrt{\frac{T_0^I}{T_{01}^I}},$$

располагаемый теплоперепад уменьшится [см. формулу (7-25)].

$\frac{h_{01}^I}{h_0^I} = \frac{T_{01}^I}{T_0^I}$, так как давление в камере регулирующей ступени в этом случае будет таким же, как и при номинальной температуре свежего пара. Напряжения в лопатках регулирующей ступени снизятся (см § 3-5).

$$(\varepsilon_{\text{вз}})_I = \frac{D_1^I h_{01}^I}{D^I h_0^I} \approx \sqrt{\frac{T_{01}^I}{T_0^I}},$$

При увеличении расхода, вызванном снижением температуры свежего пара, напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках ступеней, работающих в области перегретого пара, не возрастут по сравнению с расчетными значениями. Несколькими возрастут напряжения в диафрагмах последних ступеней. В наихудших условиях окажется последняя ступень конденсационной турбины, где, кроме увеличения влажности пара, возрастут напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках. Увеличение напряжений в диафрагме этой ступени можно подсчитать с помощью формулы (7-27); напряжения в рабочих лопатках возрастут примерно пропорционально увеличению расхода пара, т. е. в $\sqrt{\frac{T_0^I}{T_{01}^I}}$ раз. Осевые усилия при этом будут больше, чем при номинальном режиме.

Опыты, проведенные во ВТИ, показали, что с уменьшением начальной температуры осевое усилие, как правило, несколько возрастает. Так, по опытам инж. Е. И. Борецкого на предвключенной турбине ДЖИИ мощностью 25000 квт с параметрами свежего пара $p_0 = 64 \text{ атм}$, $t_0 = 475^\circ \text{C}$ и противодавлением $p_2 = 26 \text{ атм}$ снижение начальной температуры пара на 10°C привело к увеличению температуры всех сегментов

упорного подшипника на $2-4^\circ \text{C}$. М. А. Трубилов провел исследование изменения осевого усилия в зависимости от температуры свежего пара для конденсационных турбин АК-21 Метро-Виккерс и ВК-50 (с промежуточным перегревом пара) АЭГ [Л. 33].

Опыты показали, что при установившемся режиме работы осевое усилие в этих турбинах меняется при отклонении температуры свежего пара незначительно. Это отчасти может быть объяснено тем, что в испытанных турбинах были велики зазоры в лабиринтовых уплотнениях диафрагм. В этом случае давление пара между диафрагмами и дисками (оказывающее решающее влияние на осевое усилие) мало меняется с изменением степеней реакции ступени и зависит в основном от баланса утечек через уплотнения диафрагмы и через разгрузочные отверстия. Большое влияние на изменение осевого усилия оказывает также величина зазоров между диафрагмой и бандажем.

Можно сделать вывод, что влияние температуры свежего пара на величину осевого усилия существенно зависит от конструкции и состояния проточной части. Для турбин, где зазоры в диафрагменных уплотнениях и в проточной части велики, снижение температуры свежего пара слабо влияет на осевое давление.

До сих пор рассматривалось влияние начальной температуры пара на осевые усилия при установившемся режиме работы турбины. Если же исследовать изменение осевого усилия во времени, то оказывается, что снижение температуры свежего пара приводит сначала в некоторых турбинах к существенному росту осевого усилия. Это объясняется различной скоростью теплового расширения деталей турбины и, следовательно, временным изменением зазоров. Спустя некоторое время тепловой режим, а значит, и величины зазоров стабилизируются. Осевое усилие несколько снижается и тоже стабилизируется. При повышении температуры наблюдается обратная картина. Иллюстрацией этому может служить график [Л. 33], полученный при испытании турбины АК-24 (фиг. 7-6).

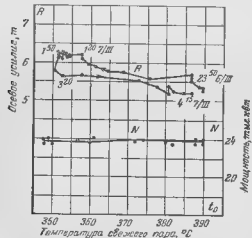
Выше рассматривались изменение мощности и условия надежной работы турбины при отклонении начальной температуры пара от номинальной. В эксплуатации и при испытаниях турбин нужно знать поправку на расход пара при изменении температуры свежего пара (для данной мощности). Эти поправки могут быть подсчитаны по формулам, аналогичным приведенным выше. Для некоторых отечественных турбин они даны в «Типовых энергетических характеристиках» [Л. 31], а для турбин высокого давления ЛМЗ — в книге Л. И. Тубанского и Л. Д. Френкеля [Л. 35]. На фиг. 7-7 показан попра-

вочный график для турбины ВК-50. В таблице 7-4 для ряда турбин даны средние значения поправок к расходу пара при изменении температуры свежего пара

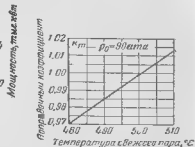
Таблица 7-4

Тип турбины	Номинальная мощность N_n , кВт	Поправки к расходу пара при изменении начальной температуры пара на 10°C , %		Примечание
		Снижение температуры	Увеличение температуры	
AK 50 ХТГЗ	50 000	+1,25	1,15	Конденсационный режим
AK-50 ЛМЗ	50 000	+1,25	1,15	
AK-25-1 ЛМЗ	25 000	+1,30	1,30	
AT 20-1	25 000	+1,35	-1,35	
AK-25-1	25 000	+1,22	-1,22	
OP-30	3 000	+1,68	1,68	
BK 100-2	100 000	+1,15	1,15	
BK-01	50 000	+1,15	1,15	
BK 25-1	25 000	+1,15	-1,15	

Приведенная таблица показывает, что для конденсационных турбин средняя величина поправки на расход пара при изменении температуры свежего пара составляет 1,15...1,68%. Чем выше номинальная температура пара, тем ниже абсолютное значение поправки



Фиг. 7-6 Изменение осевого усилия при снижении и восстановлении температуры свежего пара турбины AK 24 Метро-Виккерс (по опытам ВТИ)



Фиг. 7-7 Поправочная кривая при изменении начальной температуры для турбины ВК-50-1 ЛМЗ

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА И ДАВЛЕНИЯ В РЕГУЛИРУЕМОМ ОТБОРЕ

При установке турбин в их эксплуатации иногда бывает необходимо менять давление отработавшего пара и давление в регулируемом отборе. Это связано с требованиями тепловых потребителей, работой конденсационной установки, условиями работы собственно турбины. В некоторых случаях желательно перевести конденсационную турбину на теплофикационный режим, т. е. на работу с повышенным конечным давлением отработавшего пара с тем, чтобы использовать тепло циркуляционной воды, выходящей из конденсатора.

При наличии нескольких тепловых потребителей, требующих разных параметров, следует иногда выбрать наимыгоднейшее давление отбора (или противодавление) с целью повышения общей экономичности и перевести отдельные потребители на питание из котельной.

В зимнее время при сильных холодах для целей отопления требуется вода повышенной температуры — это может быть достигнуто или включением пикового бойлера или повышением давления отбора. Эти и подобные им задачи должны быть решены, исходя из требований наибольшей экономичности при обязательном сохранении условий надежной работы всех элементов установки. В последнем случае иногда возникает необходимость в некоторой реконструкции турбины.

8-1. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА НА МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ. УНИВЕРСАЛЬНАЯ КРИВАЯ

Давление пара за последней ступенью конденсационной турбины может меняться вследствие изменения расхода пара температуры и количества охлаждающей воды, загрязнения трубок конденсатора и вследствие других причин, связанных с работой конденсационной установки. Для рациональной эксплуатации, определения оптимального режима работы установки, при проверке заводских гарантий и в ряде других случаев надо знать изменение мощности турбины в зависимости от вакуума в конденсаторе и расхода пара

$$\Delta N = f(p_c, D_k) \quad (8-1)$$

А. С. Зильберманом и Г. С. Смоляровым [Л 15] была показана универсальность этой зависимости, заключающаяся в том, что изменение мощности может быть представлено только одной кривой, пригодной для всех режимов работы данной турбины, А. С. Зильберманом были также предложены

обобщенные поправки на вакуум, позволяющие получить указанную зависимость для любой турбины без детального расчета

Определение ΔN следует произвести для двух возможных случаев работы *последней* ступени. 1) поток пара не отклоняется в косом срезе рабочих лопаток, 2) поток пара отклоняется в косом срезе рабочих лопаток

Граничным для этих двух случаев является режим критического истечения в каналах рабочих лопаток последней ступени. Пусть при фиксированном расходе D_k критическое истечение в лопатках последней ступени наступает при давлении за ступенью $p_{к0}$. Это давление определяется по формуле (2-97), которая в обозначениях данной главы запишется таким образом

$$p_{к0} = \frac{a_*}{\mu_k g} \frac{D_k}{3600 F_2} \sqrt{k/z} \sqrt{a^2}, \quad (8-2)$$

где a_* м/сек, D_k кг/час, F_2 м², g м/сек²

Если учесть, что в зоне возможной работы последней ступени *критическая скорость* меняется незначительно и в среднем равна $a_* = \sqrt{k} g r_{к0} v_{к0} \approx 370$ м/сек, то вместо формулы (8-2) получаем приближенную формулу

$$p_{к0} = 0,93 \cdot 10^{-2} \frac{D_k}{F_2} \sqrt{k/z} \sqrt{a^2} = 0,93 \cdot 10^{-2} \frac{D_k}{F_2} \text{ атм.} \quad (8-3)$$

Приращение мощности ΔN , вызвавшее изменение вакуума, можно определять, приняв некоторый режим работы турбины за начальный, когда $\Delta N = 0$. Вообще говоря, этот режим работы может быть выбран произвольно. Выберем его таким образом, чтобы при расходе в конденсатор D_k давление за последней ступенью было равно $p_{к0}$

1) *Докритическое истечение в рабочих лопатках последней ступени* ($p_k > p_{к0}$ при расходе D_k).

Если увеличить давление за последней ступенью при постоянном расходе в конденсатор, то электрическая мощность турбогенератора изменится за счет:

а) уменьшения располагаемого теплоперепада турбины, б) изменения потери с выходной скоростью в последней ступени; в) изменения к. п. д. последних ступеней (без учета потери с выходной скоростью в последней ступени)

Кроме того, мощность изменится также вследствие изменения потерь в выходном патрубке и из-за уменьшения количества пара, поступающего в подогреватель низкого давления. Влияние первого фактора будем пренебрегать; влияние второго будет учтено коэффициентом κ

Таким образом, изменение электрической мощности равно

$$\Delta N_a = \kappa \cdot x_{cp} (\eta' \Delta H_0 - \Delta h_{ec}) \cdot \frac{D_k \eta_m \eta_{gs}}{860} \quad (8-4)$$

где ΔH_0 - изменение располагаемого теплоперепада турбины из-за повышения давления с $p_{к0}$ до p_k (фиг. 8-1),

$\eta' \approx 0,9$ к. п. д. процесса между изобарами p_k и $p_{к0}$ без учета потерь от влажности и потери с выходной скоростью в последней ступени;

Δh_{ec} изменение потери с выходной скоростью в последней ступени,

$x_{cp} \approx 0,94$ средняя степень влажности.

Изменение теплоперепада турбины выразится известной формулой

$$\Delta H_0 = \frac{A k}{k-1} p_{к0} v_{к0} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_{к0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (8-5)$$

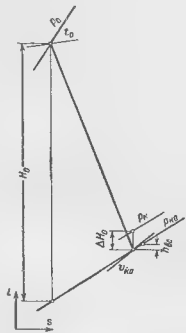
Изменение потери с выходной скоростью в последней ступени определится с помощью выражений¹

$$\left. \begin{aligned} l_{20}^2 &= w_{20}^2 - 2 w_{20} \cos \beta_2 + u^2, \\ l_{20}^2 &= w_{20}^2 - 2 w_{20} \cos \beta_2 + u^2 \end{aligned} \right\} \quad (8-6)$$

и будет равно

$$\Delta h_{ec} = \frac{A c_2^2}{2 g} - \frac{A c_{20}^2}{2 g} - \frac{A w_{20}^2}{2 g} \left[\left(\frac{w_{20}^2}{w_{20}^2} - 1 \right) + \frac{2}{w_{20}} \left[\left(\frac{w_2}{w_{20}} \right) - 1 \right] u \cos \beta_2 \right] \quad (8-7)$$

Пренебрегая изменением коэффициента расхода рабочих лопаток можно считать, что относительные скорости пропорциональны удельным объемам. Отношение удельных объемов в свою очередь выразим через отношение давлений и пока-



Фиг. 8-1. Изменение располагаемого теплоперепада в турбине при повышении давления в конденсаторе

¹ Для винтовых лопаток угол β_2 следует брать на среднем диаметре

обобщенные поправки на вакуум, позволяющие получить указанную зависимость для любой турбины без детального расчета

Определение ΔN следует произвести для двух возможных случаев работы последней ступени: 1) поток пара не отклоняется в косом срезе рабочих лопаток; 2) поток пара отклоняется в косом срезе рабочих лопаток

Граничным для этих двух случаев является режим критического истечения в каналах рабочих лопаток последней ступени. Пусть при фиксированном расходе D_k критическое истечение в лопатках последней ступени наступит при давлении за ступенью p_{k0} . Это давление определяется по формуле (2-97), которая в обозначениях данной главы запишется таким образом

$$p_{k0} = \frac{a}{\mu g} \frac{D_k}{3600 F_2} - K_2' m^2, \quad (8-2)$$

где a м/сек, D_k кг/час, F_2 м², g м/сек²

Если учесть, что в зоне возможной работы последней ступени критическая скорость меняется незначительно и в среднем равна $a = \sqrt{kg p_{k0} v_{k0}} \approx 370$ м/сек, то вместо формулы (8-2) получаем приближенную формулу

$$p_{k0} = 0,93 \cdot 10^{-2} \frac{D_k}{F_2} \text{ кг/м}^2 = 0,93 \cdot 10^{-6} \frac{D_k}{F_2} \text{ атм}. \quad (8-3)$$

Приращение мощности ΔN , вызванное изменением вакуума, можно определять, приняв некоторые режимы работы турбины за начальный, когда $\Delta N = 0$. Вообще говоря, этот режим работы может быть выбран произвольно. Выберем его таким образом, чтобы при расходе в конденсатор D_k давление за последней ступенью было равно p_{k0} .

1) Докритическое истечение в рабочих лопатках последней ступени ($p_k > p_{k0}$ при расходе D_k)

Если увеличить давление за последней ступенью при постоянном расходе в конденсатор, то электрическая мощность турбогенератора изменится за счет

а) уменьшения располагаемого теплоперепада турбины, б) изменения потери с выходной скоростью в последней ступени; в) изменения к. п. д. последних ступеней (без учета потери с выходной скоростью в последней ступени).

Кроме того, мощность изменится также вследствие изменения потерь в выходном патрубке и из-за уменьшения количества пара, поступающего в подогреватель низкого давления. Влиянием первого фактора будем пренебрегать; влияние второго будет учтено коэффициентом κ

Таким образом, изменение электрической мощности равно

$$\Delta N_s = \kappa \cdot x_{cp} (\gamma' \Delta H_0 - \Delta h_{ec}) \cdot \frac{D_k}{860} \eta_m \eta_g \epsilon; \quad (8-4)$$

здесь ΔH_0 — изменение располагаемого теплоперепада турбины из-за повышения давления с p_{k0} до p_k (фиг. 8-1),

$\gamma' \approx 0,9$ к. п. д. процесса между изобарами p_k и p_{k0} без учета потерь от влажности и потери с выходной скоростью в последней ступени;

Δh_{ec} изменение потери с выходной скоростью в последней ступени,

$\kappa_{cp} \approx 0,94$ средняя степень влажности

Изменение теплоперепада турбины выразится известной формулой

$$\Delta H_0 = \frac{A k}{k-1} p_{k0} v_{k0} \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (8-5)$$

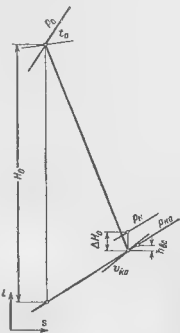
Изменение потери с выходной скоростью в последней ступени определится с помощью выражений 1

$$\left. \begin{aligned} c_2^2 &= w_2^2 - 2u w_2 \cos \beta_2 + u^2, \\ c_{20}^2 &= w_{20}^2 - 2u w_{20} \cos \beta_2 + u^2 \end{aligned} \right\} \quad (8-6)$$

и будет равно

$$\Delta h_{ec} = \frac{A c_2^2}{2 g_s} - \frac{A c_{20}^2}{2 g} = \frac{A w_{20}^2}{2 g} \left[\left(\left(\frac{w_2}{w_{20}} \right)^2 - 1 \right) - \frac{2}{w_{20}} \left(\frac{w_2}{w_{20}} \right) u \cos \beta_2 \right] \quad (8-7)$$

Пренебрегая изменением коэффициента расхода рабочих лопаток можно считать, что относительные скорости пропорциональны удельным объемам. Отношение удельных объемов в свою очередь выразим через отношения давлений и пока-



Фиг. 8-1. Изменение располагаемого теплоперепада в турбине при повышении давления в конденсаторе

1 Для винтовых лопаток угол β_2 следует брать на среднем диаметре

затель политропы λ , предполагая его при этом постоянным. Тогда

$$\frac{w_2}{w_{20}} = \frac{v_k}{v_{k0}} = \left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (8-8)$$

и, следовательно, из формул (8-7) и $w_{20} = \psi \sqrt{k g p_{k0} v_{k0}}$ получим

$$\Delta h_{\text{вк}} = \psi^2 \frac{A k}{2} p_{k0} v_{k0} \left\{ \left[\left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{-\frac{1}{\lambda}} - 1 \right] - \frac{2}{\psi \sqrt{k g p_{k0} v_{k0}}} \left[\left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{\frac{1}{\lambda}} - 1 \right] \cos \beta_2 \right\}. \quad (8-9)$$

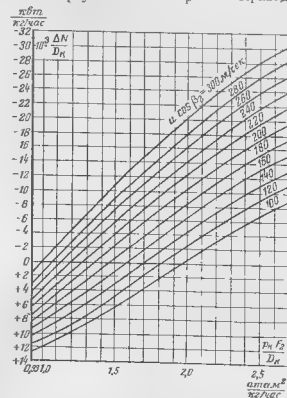
Окончательную формулу для приращения электрической мощности при изменении давления пара за лопатками последней ступени от p_{k0} до p_k можно получить из формул (8-4) (8-5), (8-9)

$$\Delta N_a = x_{c,p} \frac{A k}{k-1} p_{k0} v_{k0} \left\{ \eta' \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \psi^2 \frac{k}{2} \left[\left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{\frac{2}{\lambda}} - 1 \right] + \frac{\psi (k-1)}{\sqrt{k g p_{k0} v_{k0}}} \left[\left(\frac{p_k}{p_{k0}} \right)^{-\frac{1}{\lambda}} - 1 \right] \cos \beta_2 \right\} D_k \frac{v_m v_{a,z}}{860}. \quad (8-10)$$

Как уже было отмечено, критическая скорость $a = \sqrt{k g p_{k0} v_{k0}}$ и произведение $p_{k0} v_{k0}$ в зоне возможной работы последней ступени меняются незначительно. Пренебрегая их изменениями $x_{c,p}$ и η' , а также полагая постоянными механический к. п. д. η_m и к. п. д. электрического генератора $\eta_{a,z}$ ввиду небольшого изменения мощности, приходим к выводу, что при изменении давления отработавшего пара приращение мощности на единицу расхода $\frac{\Delta N_a}{D_k}$ для данной турбины зависит только от отношения давлений $\frac{p_k}{p_{k0}}$, а следовательно, [согласно формуле (8-3)] только от отношения $\frac{p_k}{D_k}$.

На основании этого можно построить сетку обобщенных кривых поправок на вакуум (фиг. 8-2) для режима докритического истечения в рабочих лопатках, т. е. для $\frac{p_k F_2}{D_k} >$

$> 0,9310 - \frac{\text{атм} \cdot \text{м}^2}{\text{кг/час}}$. При построении сетки было принято: $\eta' = 0,9$, $\psi = 0,95$, $\eta_m \eta_{a,z} = 0,96$, $x = 0,93$. Сетка кривых может быть подсчитана не только по формуле (8-10), но и с помощью из диаграмм по треугольникам скоростей. Приведенный выше



Фиг. 8-2. Сетка кривых обобщенных поправок на вакуум для докритического истечения (по А. С. Зильберману)

вывод и сетка поправок для докритического истечения (фиг. 8-2) принадлежат А. С. Зильберману.

2) Критическое истечение в рабочих лопатках последней ступени ($p_k < p_{k0}$ при расходе D_k)

В отличие от докритического истечения изменение мощности турбины будет теперь происходить только за счет изменения мощности последней ступени.

Действительно, при фиксированном расходе пара давление перед последней ступенью турбины остается постоянным, а следовательно, не меняется и мощность всех ступеней кроме

последней. При снижении давления за последней ступенью от $p_{к0}$ до p_k (напомним, что при расходе D_k и давлении $p_{к0}$ в рабочих лопатках наступает критический режим) не меняется также и входной треугольник скоростей последней ступени. Следовательно, мощность последней ступени, а значит, и мощность турбины будут увеличиваться только за счет увеличения окружной составляющей скорости выхода пара из лопаток последней ступени¹.

Таким образом, приращение электрической мощности турбогенератора представится формулой

$$\Delta N_g = \kappa \chi_1 \eta_k \eta_s \Delta N_{0k} \quad (8-11)$$

Здесь коэффициентом κ попрежнему учитывается изменение мощности вследствие изменения расхода пара в подогревателе низкого давления, χ_1 — степень сухости пара за соплами последней ступени.

Используя для приращения мощности на лопатках формулу (2-102) и принимая во внимание, что $w_{02} = \varphi a_s$, получим

$$\Delta N_g = \kappa \chi_1 \frac{u D_k \eta_k \eta_s \varphi a_s}{g \cdot 102 \cdot 3600} \times \\ \times \left[\sqrt{1 - \left(\frac{p_k}{p_{к0}} \right)^k} \right]^{k-1} \left[1 - \frac{2}{k+1} \left(\frac{p_k}{p_{к0}} \right)^k \right]^{k-2} \left(\frac{p_k}{p_{к0}} \right)^k \sin^2 \beta_2 - \cos \beta_2 \quad (8-12)$$

Пренебрегая некоторым изменением κ , χ_1 , a_s и φ , а также полагая постоянным $\eta_k \eta_s$, как и в случае докритического истечения, приходим к выводу при изменении давления отработавшего пара приращение мощности на единицу расхода ΔN_g для данной турбины зависит только от отношения давлений $p_k/p_{к0}$, а следовательно [согласно формуле (8-3)], только от отношения p_k .

Используя формулы (8-12) и (8-3), построим сетку обобщенных кривых поправок на вакуум для случая критического истечения в лопатках последней ступени (фиг. 8-3).

Таким образом, при изменении вакуума приращение мощности на единицу расхода для всех турбин выразится функцией трех параметров.

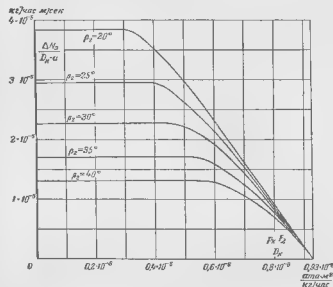
$$\frac{\Delta N_g}{D_k} = f \left(\frac{p_k F_2}{D_k}, \quad u, \quad \beta_2 \right), \quad (8-13)$$

¹ Этот вопрос подробно рассмотрен в § 2-8

а для конкретной турбины (при данных F_2 , u и β_2) — функцией только одного параметра.

$$\frac{\Delta N_g}{D_k} = f \left(\frac{p_k}{D_k} \right) \quad (8-14)$$

Эта универсальная зависимость, построенная на основании расчета или результатов опытов для одного значения пропуск



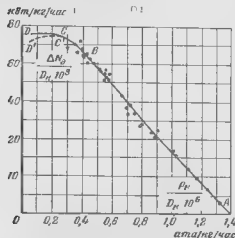
Фиг. 8-3. Сетка кривых обобщенных поправок на вакуум для критического истечения

пара D_k , позволяет определить прирост мощности ΔN_g при изменении давления p_k для любого расхода D_k .

На фиг. 8-4 представлена универсальная кривая для турбины ВК-50-1 ЛМЗ при заданных $F_2 = 2,21 \text{ м}^2$, $u = 314 \text{ м/сек}$ и $\beta_2 = 32^\circ$, построенная с помощью сеток, обобщенных поправок, данных на фиг. 8-2 и 8-3. Участок кривой AB соответствует режиму докритического истечения в лопатках последней ступени и строится с помощью графика на фиг. 8-2. Для данного $\cos \beta_2 = 267 \text{ м/сек}$ на соответствующей кривой определяем значения $\frac{\Delta N_g}{D_k}$ для различных $\frac{p_k F_2}{D_k} = \frac{2,21 p_k}{D_k}$ и строим по точкам кривую AB на фиг. 8-4 в координатах p_k/D_k и $\frac{\Delta N_g}{D_k}$.

Так, например, при $\frac{P_K F_2}{D_K} = 2,1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{ата} \cdot \text{м}^2}{\text{кг} \cdot \text{час}}$ находим $\frac{\Delta N_B}{D_K} = 18 \cdot 10^{-3} \frac{\text{квт}}{\text{кг} \cdot \text{час}}$, что соответствует точке $\frac{P_K}{D_K} = 0,94 \cdot 10^{-6} \frac{\text{ата}}{\text{кг} \cdot \text{час}}$.

Точка В соответствует режиму возникновения критического истечения в лопатках и определяется при значении $\frac{P_K F_2}{D_K} = 0,93 \cdot 10^{-6} \frac{\text{ата} \cdot \text{м}^2}{\text{кг} \cdot \text{час}}$.



Фиг. 8-4. Универсальная кривая для турбины БК-50-1 ЛМЗ, построенная с помощью сеток обобщенных поправок. Опытные точки по испытаниям ИТИ.

Участок кривой ВС отвечает режиму с расширением пара в косом срезе рабочих лопаток и, следовательно, должен строиться с помощью фиг. 8-3. По этому графику на кривой $\beta_2 = 32^\circ$ для различных значений $\frac{P_K F_2}{D_K}$ определяются значения величины $\frac{\Delta N_B}{D_K}$. Эти значения перестраиваются в координатах $\frac{P_K}{D_K}$ и $\frac{\Delta N_B}{D_K}$.

Точка С характеризует режим предельного отклонения в косом срезе рабочих лопаток последней ступени и определяется на фиг. 8-3 при (см § 2-8)

$$\frac{P_K F_2}{D_K} = 0,93 \cdot 10^{-6} (\sin \beta_2)^{\frac{2k}{k+1}} \approx 0,93 \cdot 10^{-6} \sin \beta_2 \frac{\text{ата} \cdot \text{м}^2}{\text{кг} \cdot \text{час}}$$

$$0,49 \cdot 10^{-6} \frac{\text{ата} \cdot \text{м}^2}{\text{кг} \cdot \text{час}} \quad (8-15)$$

Рассматриваемый режим соответствует так называемому предельному вакууму. Дальнейшее понижение давления P_K не приводит к приросту мощности, что выражается на графике прямой CD.

Введение коэффициента χ связано с тем, что снижение давления в конденсаторе вызывает необходимость дополнительного расхода пара в подогреватель низкого давления, так как температура конденсата снижается, а температура на выходе из подогревателя остается примерно прежней.

Приведенные выше сетки обобщенных поправок на вакуум были построены для постоянного значения коэффициента $\chi = 0,93$. В действительности этот коэффициент меняется в зависимости от расхода пара и будет тем больше, чем больше расход пара. Кроме того, χ зависит от тепловой схемы установки и величины теплоперепада группы ступеней, следующих за последней (по потоку пара) регенеративным отбором. Чем выше давление в этом отборе, тем выше коэффициент χ . Естественно, что при отсутствии регенеративных отборов или работе с выключенной системой регенерации коэффициент $\chi = 1$, т. е. при использовании сеток обобщенных поправок на вакуум следует полученный по ним прирост мощности ΔN делить на 0,93.

Коэффициент χ был ранее выбран постоянным. Это допущение оправдывается, так как χ меняется не очень сильно и уточнение его привело бы к незначительной поправке — поправке второго порядка.

При углублении вакуума ниже предельного не только не будет увеличения мощности турбины, а наоборот, мощность ее уменьшится, так как увеличится количество пара, отбираемого в подогреватель низкого давления, и таким образом сократится работоспособность 1 кг пара, подводимого к турбине. На фиг. 8-4 это отмечено для некоторого расхода пара пунктирной линией C'D'.

Как указывалось выше, теоретическая универсальная кривая строится при некоторых упрощениях. Кроме того, в условиях электростанции трудно измерить с достаточной степенью точности площадь и угол выхода лопаток последней ступени. Поэтому основным в условиях эксплуатации является обычно опытный способ получения универсальной зависимости. Следует отметить, что доказанная выше теоретически универсальность зависимости

$$\frac{\Delta N_B}{D_K} = f\left(\frac{P_K}{D_K}\right)$$

существенно облегчает и сокращает опыты

Отметим основные условия проведения таких испытаний [Л 24]. Опыты проводятся при строго постоянном пропуске пара через часть низкого давления турбины. Постоянство пропуски пара проверяется по давлению в контрольной ступени, в качестве которой выбирается любая ступень, предшествующая регенеративному отбору низкого давления. Подогреватель этого отбора должен обязательно оставаться включенным. Имеющиеся регулирующие отборы должны быть выключены. Таким образом поддерживается постоянный суммарный расход пара в конденсатор и подогреватель низкого давления.

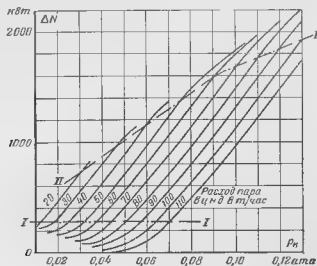
Параметры свежего пара поддерживаются все время постоянными при номинальных их значениях.

Для получения характеристик в широком диапазоне изменения разрежения в конденсаторе и для контроля опыты следует проводить при двух

расхода пара, 100% и примерно 40%. Изменение вакуума в конденсаторе может производиться различными способами, однако в ряде случаев ухудшать вакуум, выпуская воздух на воздушной линии эжектора.

Во время испытаний изменяются параметры свежего пара, электрическая мощность генератора, давление в контрольной ступени, барометрическое давление и вакуум в конденсаторе.

Как показывают испытания различных турбин, экспериментальные точки хорошо ложатся на теоретическую уни-



Фиг. 8-5 Сетка поправок на вакуум для турбины АТ-25 ЛМЗ

версальную кривую. Для примера на фиг. 8-4 приведено сравнение опытных точек и теоретической кривой, построенной по сеткам обобщенных поправок, для турбины ВК-50 ЛМЗ [Л. 20].

Обычно ради удобства пользования универсальная кривая для конкретной турбины перестраивается в серию кривых, каждая из которых отвечает определенному расходу пара D_k .

Поправки на давление отработавшего пара для ряда отечественных турбин приведены в "Типовых энергетических характеристиках турбоагрегатов" [Л. 31]. Например, на фиг. 8-5 представлена зависимость ΔN_p от давления в конденсаторе p_k для турбины АТ-25 ЛМЗ. Заметим, что в значительной зоне изменения режима работы турбины приращение мощности линейно зависит от давления в конденсаторе p_k и не зависит от расхода пара D_k .

Для большинства турбин средних параметров изменение давления в конденсаторе на $\pm 0,01$ ат приводит для всех на грузов к изменению мощности примерно на $\pm 1\%$ от номинальной мощности.

В табл. 8-1 для ряда турбин даны средние значения поправок к мощности при изменении давления в конденсаторе

Таблица 8-1

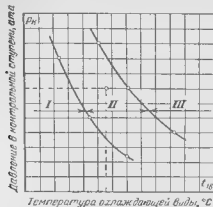
Типы турбины	Номинальная мощность N_n , кВт	Поправка $\pm \Delta N_p$ на 0,01 ат	Примечание
АК-50 ХТГЗ	50 000	550	
АК-50-1 (П-50)	50 000	450	
АК-25-1 (П-165)	25 000	250	При $\frac{p_k}{D_k} < 11 \cdot 10^{-4}$ ат/т/час
АТ-25	25 000	200	При $7 \cdot 10^{-4} < \frac{p_k}{D_k} < 13 \cdot 10^{-4}$ ат/т/час
АП-25-1	25 000	250	При $7 \cdot 10^{-4} < \frac{p_k}{D_k} < 13 \cdot 10^{-4}$ ат/т/час
ОК-30	3 000	48	При $\frac{p_k}{D_k} < 85 \cdot 10^{-4}$ ат/т/час
ВК-50-1	50 000	400	

Выше было разобрано влияние давления отработавшего пара на мощность турбины. Следует учесть, что прирост мощности ΔN_p при углублении вакуума связан с дополнительным расходом электроэнергии ΔN_n на подачу охлаждающей воды. Таким образом, чистый выигрыш будет равен разности между приращением вырабатываемой мощности и приращением мощности, затрачиваемой на циркуляционные насосы: $\Delta N_p - \Delta N_n$. Тот вакуум, при котором указанный выигрыш в мощности будет наибольшим и называется *наиболее выгодным* или *экономическим вакуумом*.

Величина наиболее выгодного вакуума в данной установке зависит от расхода пара и температуры охлаждающей воды t_{1k} .

Рациональный режим работы циркуляционных насосов можно определить по характеристике турбины $\Delta N_p = f(p_k, D_k)$, характеристике конденсатора $p_k = f(D_k, t_{1k}, W)$ и характеристике насосов $\Delta N_n = f(W)$.

Во многих турбинных установках регулирование количества охлаждающей воды W производится различными комбинациями включений циркуляционных насосов. В этом случае станция снабжается графиком, позволяющим выбрать схему



Фиг. 8-6. График включения циркуляционных насосов в зависимости от расхода пара и температуры охлаждающей воды. I — комбинация II, II — комбинация III, III — комбинация II и III.

целесообразного включения насосов в зависимости от расхода пара (или давления пара в контрольной ступени) и температуры охлаждающей воды t_{10} .

Пример такого графика приведен на фиг. 8-6.

8-2. ПЕРЕВОД КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН НА ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ РЕЖИМ

В связи с широким развитием теплофикации практикуется перевод отдельных конденсационных турбин на режим с повышенным противодавлением. Поднимая давление в конденсаторе до 0,6–0,8 *ата*, увеличивают температуру выхода охлаждающей воды до 80°–90°С, что позволяет использовать ее тепло в целях отопления, горячего водоснабжения и т. п. Обычно целесообразным является такое использование турбины, когда она зимой в отопительный сезон работает на теплофикационном режиме, а летом — как конденсационная. В некоторых случаях необходимо повысить давление отработавшего пара до 1,1–1,3 *ата*, т. е. перевести турбину на режим работы с противодавлением.

Перевод турбины на теплофикационный режим значительно увеличивает экономичность станции без существенных затрат и с использованием старого оборудования. Следует учесть, что повышение давления отработавшего пара сокращает выработку электроэнергии, а в ряде случаев требует некоторой переделки турбины и конденсатора. Это вызывается тем, что тепловой режим турбины существенно нарушается

При том же пропуске пара мощность турбины уменьшится и будет равна

$$(N_{\partial})_1 = N_{\partial} \frac{H_{\partial 1}}{H_{\partial 0}} \frac{(\eta_{\partial 1})_1}{\eta_{\partial 0}} \quad (8-16)$$

Однако при этом увеличится усилие, действующее на упорный подшипник активной турбины, и может оказаться необходимым сократить пропуск пара и тем самым еще ограничить мощность

$$(N_{\partial})_1 = N_{\partial D} \frac{D_1}{D} \frac{H_{\partial 1}}{H_{\partial 0}} \frac{(\eta_{\partial 1})_1}{\eta_{\partial 0}} \quad (8-17)$$

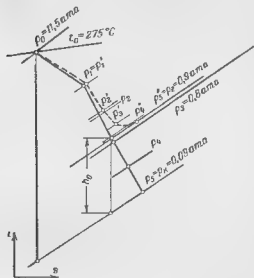
При неизменном расходе пара и повышенном противодавлении напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках будут равны или ниже расчетных, так как перепады давлений и тепла в последних ступенях уменьшатся, а в первых останутся равными расчетным. Однако не следует забывать, что температура пара в последних ступенях повысится. Это может привести к усиленному росту чугуна, из которого изготовлены диафрагмы, а также к опасному температурному режиму рабочих лопаток при изготовлении их, например, из латуни (что встречается в турбинах старых выпусков).

Следует также иметь в виду, что повышение давления отработавшего пара приводит к соответственному росту температуры пара, поступающего в конденсатор, причем температура будет тем выше, чем меньше нагрузка турбины. Вызванные этим температурные расширения выходного патрубка могут привести к расцентровке турбины и недопустимой вибрации. Повышение температуры пара может явиться причиной увеличения температурных напряжений и нарушения плотности крепления конденсаторных трубок. Кроме того, изменяется режим работы всего вспомогательного оборудования, воздушных насосов, конденсатных и циркуляционных насосов.

Как показывает опыт, после специальных расчетов и иногда некоторых переделок турбины, конденсатора и вспомогательных механизмов перевод турбины на теплофикационный режим допустим и во многих случаях был успешно осуществлен. Примеры перевода турбин на режим худшего вакуума и их эксплуатации подробно рассмотрены А. А. Вознесенским [Л 5].

Выше указывалось, что при повышении противодавления важным является вопрос об осевых усилиях. Увеличение давления отработавшего пара приводит к такому перераспределению давлений по ступеням турбины, что теплоперепад в последних ступенях резко сокращается (особенно в последней ступени).

В качестве примера на фиг. 8-7 показаны тепловые процессы в турбине АК-3: сплошными линиями изображен процесс при конденсационном режиме работы ($p_k = 0,09 \text{ атм}$), а пунктиром — при работе с противодавлением ($p_k = 0,9 \text{ атм}$). В обоих случаях начальные параметры $p_0 = 11,5 \text{ атм}$, $t_0 = 275^\circ \text{C}$ и расход пара $D = 25,2 \text{ т/час}$ приняты неизменными. Продольный разрез этой турбины приведен на фиг. 8-8.



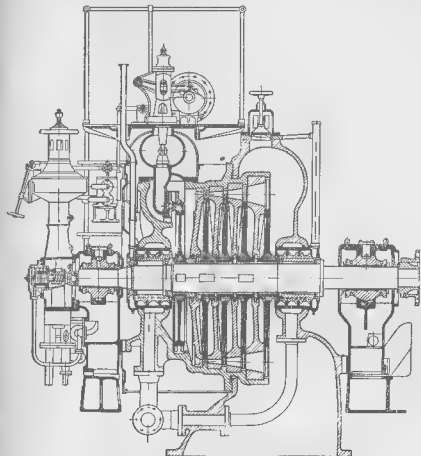
Фиг. 8-7 Процесс расширения пара в турбине АК-3 при нормальном и ухудшенном вакууме

ции в последних ступенях мало изменится, а перепады давлений уменьшатся.

Старые активные турбины малой мощности, о которых здесь в основном идет речь, выполнялись со степенной реакцией, примерно равной нулю, и рассчитывались на наибольшее упорное давление в подшипнике. Поэтому при переводе таких турбин на режим с ухудшенным вакуумом необходимо проанализировать, а по возможности и произвести расчет изменения осевых усилий. Снизить осевые усилия в данном случае можно двумя путями: 1) удалением нескольких последних ступеней и 2) снижением расхода пара.

В первом случае необходимо удалить такое количество последних ступеней, чтобы новое противодавление турбины примерно равнялось давлению перед удаленными ступенями при конденсационном режиме работы. Так, например, для турбины АК-3 (фиг. 8-8) при повышении давления за ней с $p_k = 0,09 \text{ атм}$ до $p_k = 0,9 \text{ атм}$ следует, как видно из is-диа-

граммы (фиг. 8-7), удалить две ступени, четвертую и пятую. Такое мероприятие позволяет сохранить примерно прежнюю величину осевых усилий и одновременно поддержать на прежнем уровне внутреннюю к.п.д. турбины, так как тепловой



Фиг. 8-8. Продольный разрез турбины АК-3 (к перепаду турбины на теплофикационный режим).

процесс в оставленных ступенях будет таким же, как при расчетных условиях. Если нет данных теплового расчета турбины или размеров проточной части, по которым можно было его произвести, то количество удаляемых ступеней z_{y0} можно оценить по формуле

$$z_{y0} = \frac{h_0}{(h_0)_{cr}} = \frac{h_0}{2,94 \left(\frac{\pi}{5000} \right)^2 \left(\frac{d}{u/c_p} \right)^2}$$

Здесь h_0 [ккал/кг] — изохэнтрический теплоперепад между изобарами, соответствующими расчетному и измененному противодавлению (см. фиг. 8-7),
 n [об/мин] — число оборотов ротора турбины;
 d [м] — средний диаметр удаляемых ступеней;
 u/c_ϕ — среднее расчетное отношение скоростей, которым надлежит задаться,
 $(h_0)_{c_p}$ — располагаемый теплоперепад, приходящийся в среднем на одну из удаляемых ступеней.

Однако такая реконструкция не допускает работы турбины при конденсационном режиме с полной мощностью, так как при этом значительно возрастает напряжения в диафрагме и рабочих лопатках последней оставленной ступени. Надежная работа турбины может быть допущена только при существенном ограничении мощности (см. § 9-4). В большинстве случаев удаление последних ступеней является нежелательным, так как турбина работает в теплофикационном режиме только в зимнее время.

Второй способ (сокращение пропуска пара) приводит, как подробно рассмотрено в § 6-2, к снижению осевых усилий. Но в большинстве случаев необходимо очень большое сокращение пропуска пара для того, чтобы осевые усилия не превышали расчетных значений, поскольку степени реакции ступени при расчетном режиме были близки к нулю. Таким образом, этот способ является невыгодным, так как приводит к значительному снижению электрической мощности и дополнительно ухудшению к. п. д.

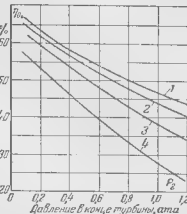
На основании изложенного можно прийти к следующему выводу: если турбина будет все время работать с повышенным противодавлением, то наилучшим решением является удаление последних ступеней; если турбина должна работать в течение года как теплофикационная и как конденсационная, то вопрос об удалении ступеней (при условии надежной работы упорного подшипника) должен решаться в зависимости от графика тепловой и электрической нагрузки.

Рассмотрим, как меняется к. п. д. турбоагрегата при повышении противодавления. Внутренний относительный к. п. д. η_{oi} при постоянном пропуске снижается с повышением давления отработавшего пара p_2 . Это снижение к. п. д. вызвано тем, что последние ступени турбины будут работать с весьма малыми теплоперепадами, а следовательно, с отношением $\frac{u}{c_\phi}$ намного превышающим оптимальное значение. Значительное

повышение противодавления может привести к тому, что последняя (и иногда и предпоследняя) ступень не будет отдавать полезной мощности и может даже тормозить ротор. На фиг. 8-9 представлен график изменения относительного к. п. д. η_{oi} турбины АК-3 в зависимости от давления отработавшего пара p_2 и расход D [л. 5].

Механический к. п. д. также снижается при увеличении p_2 , так как мощность турбины падает, а абсолютная величина механических потерь не меняется. Значения η_m при различных нагрузках можно подсчитать по формуле (3-10). Значения к. п. д. электрического генератора при частичных нагрузках даны в табл. 3-3 (§ 3-4).

Как показывает опыт, в ряде случаев допустима надежная работа упорного подшипника без изъятия последних ступеней и без сокращения пропуска пара, т. е. при некотором повышении упорного давления. Однако увеличение упорного давления может быть допущено только после детального расчета осевого усилия и упорного подшипника. Кроме того, желательно вести также контроль работы упорного подшипника, измеряя температуру сегментов (см. § 6-4).



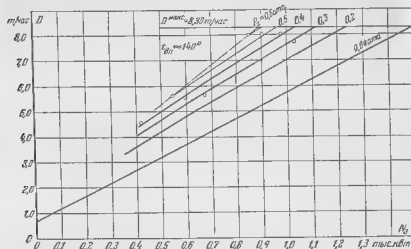
Фиг. 8-9. Относительный внутренний к. п. д. турбины АК-3 в зависимости от конечного давления
 1 — $D = 25$ т/час 2 — $D = 18.5$ т/час
 3 — $D = 12.5$ т/час 4 — $D = 6.3$ т/час

Перевод конденсационных турбин на режим уходящего вакуума без переделки и сокращения расхода пара был осуществлен сотрудниками ОРПЭС А. К. Кипши и Г. В. Гинсбург [17]. Одна из турбин имеет мощность $N_p = 1500$ кВт и номинальные параметры свежего пара $p_0 = 25$ атм и $t_0 = 375^\circ\text{C}$. Проточная часть этой турбины состоит из двухступенчатой регулирующей ступени и пяти активных ступеней давления. В результате специально проведенных испытаний были определены тепловые характеристики для режимов с нормальным и уходящим вакуумом. Во время испытаний исследовалось изменение мощности турбины в зависимости от противодавления и велась наблюдение над упорным подшипником. Кроме того, фиксировались вибрация, температура пара в выходном патрубке и работа вспомогательного оборудования.

На фиг. 8-10 показана диаграмма режимов, устанавливающая зависимость между расходом свежего пара D , противодавлением p_2 и электрической мощностью N_p . Из диаграммы видно, что при работе с повышенным противодавлением $p_2 = 0.6$ атм мощность турбины должна быть ограничена примерно на 600 кВт и составлять не более 900 кВт.

На фиг. 8-11 представлена зависимость внутреннего относительного к. п. д. от давления в конденсаторе для двух различных расходов пара

Из сравнения фиг. 8-9 и 8-11 видно, что для турбины с начальными параметрами пара $p_0 = 25 \text{ атм}$ и $t_0 = 375^\circ \text{С}$ к. п. д. при работе с ухудшенным вакуумом более высок, чем для турбины с начальными параметрами $p_0 = 11,5 \text{ атм}$ и $t_0 = 275^\circ \text{С}$. Это, очевидно, объясняется тем, что с повышением давления в конденсаторе для турбины с высоким начальным давле-



Фиг. 8-10. Диаграмма режимов турбины АК-1,5 при работе с ухудшенным вакуумом.



Фиг. 8-11. Относительный внутренний к. п. д. турбины АК-1,5 в зависимости от расхода пара и конечного давления

нием располагаемый теплоресурс сокращается относительно меньше, чем для турбины с низким начальным давлением.

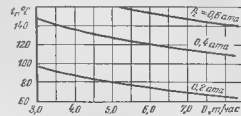
На фиг. 8-12 дана зависимость температуры пара t_n в выхлопном патрубке турбины от расхода для различных давлений в конденсаторе. График показывает, что сокращение пропуска пара приводит к значительному росту температуры выхлопной части турбины из-за ухудшения внутреннего к. п. д. Снижение пропуска пара должно сопровождаться углублением вакуума, чтобы не превысить допустимую из условий надежности температуру выхлопной части. В описываемых опытах турбина надежно работала при максимальном пропуске пара с противодавлением $p_x = 0,6 \text{ атм}$ и температурой в выхлопном патрубке 140°С .

Освое давление контролировалось по температуре масла на выходе из упорного подшипника. Эта температура оставалась все время нормальной

и упорный подшипник работал исправно. Напомним, что такой контроль не является вполне надежным, так как средняя температура масла, находящегося у упорного подшипника, зависит не только от осевого усилия, но и дисковых потерь.

Вибрации подшипников, измеряемые во время проведения эксперимента, не превосходили обычной величины.

Конденсатор нормально работал при давлении $p_x = 0,6 \pm 0,7 \text{ атм}$ с температурой входящей воды 22°С и температурой воды, подаваемой в сеть, $80 \pm 85^\circ \text{С}$. Из вспомогательного оборудования оказалась необходимой изменить конструкцию эжектора и поставить вместо циркуляционных насосов сетевой насос, развивающий бо́льший напор и способный работать на горячей воде.



Фиг. 8-12. Температура пара в выхлопном патрубке турбины АК-1,5 в зависимости от расхода пара и конечного давления.

8-3. ИЗМЕНЕНИЕ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ ТУРБИНЫ

Согласно ГОСТ 3678-47 турбины с противодавлением должны допускать работу с конечным давлением, отличным от расчетного p_x и меняющимся в следующих пределах

Таблица 8-2

Номинальное противодавление	p_x	атм	3	6	11	15	18	31
Максимальное противодавление	$p_{x \text{ макс}}$	атм	4	7	13	17	21	33
Минимальное противодавление	$p_{x \text{ мин}}$	атм	2	4	8	13	15	29

Иногда в соответствии с требованием теплового потребителя необходимо поддерживать противодавление вне этих пределов. Имеются также турбины старых выпусков и турбины иностранных фирм, в которых не предусмотрено указанное отклонение конечного давления. Так как при изменении противодавления режим работы турбины нарушается, то в отдельных ее деталях могут возникнуть напряжения, превышающие допускаемые заводом. Поэтому, прежде чем допустить изменение противодавления, следует провести анализ, а в некоторых случаях детальный расчет нового режима работы турбины. В результате может возникнуть необходимость в ограничении мощности турбины, а иногда даже в ее реконструкции.

а) Работа турбины с противодавлением ниже расчетного

Как было показано в § 3-1, понижение противодействия вызовет увеличение перепадов давлений и теплоперепадов в регулируемых ступенях, причем больше всего они возрастут в последней ступени. Поэтому наиболее перегруженной в активной турбине окажется *последняя ступень*. Для того чтобы напряжения в диафрагме и рабочих лопатках этой ступени не превосходили максимальных, допущенных заводом, следует сократить расход пара.

Определим теперь, в какой степени должен быть ограничен максимальный пропуск пара с точки зрения прочности диафрагмы и рабочих лопаток. Как указывалось в § 3-5, условием надежной работы диафрагмы является

$$\Delta p \leq \Delta p_{\text{макс}}, \quad \text{т. е.} \quad \frac{p_{01} - p_{21}}{p_0 - p_1} \leq 1.$$

Расход пара при новом режиме D_1 по отношению к расчетному расходу D выражается формулой (2-89б), примененной для последней ступени:

$$\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 = \frac{p_{21}^2 - p_{01}^2}{p_z^2 - p_0^2} \cdot \frac{T_0}{T_{01}}$$

Поскольку речь идет о ступени с малой реакцией при расчетном режиме, а тем более при пониженном противодействии, можно заменить перепад давлений на диафрагму перепадом на ступень: $p_{01} - p_{21} \approx p_{01} - p_{21}$ и $p_0 - p_1 \approx p_0 - p_z$. Тогда после преобразований из условия $p_{01} - p_{21} = p_0 - p_z$ получим

$$\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 = \left[1 - 2 \frac{1 - \frac{p_{21}}{p_0}}{1 + \frac{p_0}{p_z}} \right] \cdot \frac{T_0}{T_{01}}$$

Наибольший расход пара, допустимый из условия надежной работы рабочих лопаток, находится по формуле (3-16)

$$\frac{D_1}{D} = \frac{h_{01} q_{0,1}}{h_{01} (q_{0,1})_1}$$

Пренебрегая изменением к. п. д. и степени реакции, выражим отношение расходов через отношение квадратов скоростей

$$\frac{D_1}{D} = \frac{c_{11}^2}{(c_{11})_1^2}$$

Используя уравнение неразрывности и предполагая, что нет расширения в косом срезе сопел, получим:

$$(D_1/D)^3 = (v_1/v_{11})^2.$$

Заменяя затем отношение удельных объемов пара за соплами через отношение удельных объемов за ступенью и применяя уравнение состояния, получим:

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\left(\frac{p_{21}}{p_z}\right)^2 \left(\frac{T_z}{T_{21}}\right)^2} \quad (8-18)$$

Важно выяснить, что ограничивает расход пара в большей степени: прочность диафрагмы или прочность рабочих лопаток. Оказывается, что формулы (8-17) и (8-18) дают довольно близкие значения расходов. Однако при практически встречающихся изменениях давлений расход пара по формуле (8-18) ограничивается в большей степени; поэтому по ней и следует *определять допустимый расход пара*.

Понижение противодействия в *реактивной* турбине также вызывает перегрузку *последней* ступени. Рассмотрим, как нужно сократить расход пара, чтобы напряжения в направляющих и рабочих лопатках не превышали допустимых. Так как степень реакции ступени равна $r \approx 0.5$ и практически постоянна, то изгибающие напряжения в рабочих и направляющих лопатках меняются в одинаковой степени и поэтому расчет достаточно провести только для рабочих лопаток. В § 3-5 было отмечено, что условием надежной работы реактивной рабочей лопатки является $P \leq P_{\text{макс}}$, где $P = \sqrt{P_a^2 + P_{\text{пр}}^2}$.

Окружная составляющая усилия $P_{\text{пр}}$ пропорциональна произведению $Dh_1 q_{0,1}$, а осевая составляющая P_a — произведению Δp . Аналогично тому, как это было сделано выше для активной ступени, можно доказать, что при понижении противодействия условие постоянства $P_{\text{пр}}$ приводит к следующему ограничению расхода.

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\left(\frac{p_{21}}{p_z}\right)^2 \left(\frac{T_z}{T_{21}}\right)^2}, \quad (8-18a)$$

а условие постоянства P_a — к такому ограничению пропуска пара:

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt{\frac{p_{21}^2}{p_0^2 - p_z^2} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}}$$

Можно показать, что та и другая формулы требуют примерно одинакового сокращения расхода, однако условие

$P_u = \text{const}$ приводит к несколько большему ограничению расхода пара. Следовательно, если допустимый расход пара определять по формуле (8-18а), то полное изгибающее усилие на лопатках последней ступени не превысит расчетного значения

Отношение абсолютных температур $\frac{T_x}{T_{x1}}$ в формулах (8-18) и (8-18а) можно определить, оценив к. п. д. турбины.

Формулы (8-18) и (8-18а) получены из условия, что напряжения в диафрагмах и лопатках турбины не превышают напряжений, возникающих во время нормальной работы. В некоторых случаях, если можно надежно оценить допускаемые напряжения в лопатках и диафрагмах, следует произвести детальный расчет и сократить расход пара в меньшей степени. Это особенно целесообразно, когда предполагается длительная работа с пониженным противодавлением.

Как указывалось ранее, наибольшие статические напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени возникают при работе с одним полностью открытым клапаном. На этом режиме работы и пониженном противодавлении давление в камере регулирующей ступени также снизится, а следовательно, увеличатся теплоперепад ступени и напряжения в рабочих лопатках. Чтобы последние не превосходили допущенных заводов, следует произвести реконструкцию парораспределения, подобную описанной в § 7-2. Необходимо, чтобы в момент полного открытия первого клапана давление в камере регулирующей ступени было таким же, как при работе с одним полностью открытым клапаном и расчетном противодавлении. Это может быть достигнуто более ранним открытием второго клапана, причем в момент полного открытия первого клапана расход пара через оба клапана будет равен

$$\left(\frac{D^{1+H}}{D^1}\right)^2 = \frac{(p_1^1)^2 - (p_{x1})^2}{(p_1^1)^2 - (p_x)^2}. \quad (8-19)$$

Рассмотрим, как меняется мощность турбины при понижении противодавления и соответствующем ограничении расхода пара по условию надежной работы последней ступени

В этом случае мощность турбины по отношению к расчетной мощности найдется следующим образом

$$\frac{N_1}{N} = \frac{D_1 H_1 \eta_{D1}}{D H \eta_D} \approx \left(\frac{p_{x1}}{p_0}\right)^{\frac{2}{3}} \left[1 - \left(\frac{p_{x1}}{p_0}\right)^{\frac{h-1}{h}}\right]^{\frac{2}{3}} \left[\frac{T_x}{T_{x1}} \eta_1\right]^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{p_x}{p_0}\right)^{\frac{2}{3}} \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_0}\right)^{\frac{h-1}{h}}\right]^{\frac{2}{3}} T_{x1} \eta_1. \quad (8-20)$$

В этой формуле можно в первом приближении принять множитель $\left(\frac{T_x}{T_{x1}}\right)^{\frac{2}{3}} \eta_1 = 1$, так как к. п. д. и абсолютная температура меняются незначительно, причем их влияние практически взаимно компенсируется.

Определяя максимум выражения (8-20), приходим к выводу, что если расчетное отношение давлений в турбине $\frac{p_x}{p_0} < 0,28$, то понижение противодавления вызывает уменьшение мощности турбины. Если же $\frac{p_x}{p_0} > \frac{p_{x1}}{p_0} > 0,28$, то мощность турбины увеличится; увеличение происходит только за счет возрастания мощности регулирующей ступени. В этом случае наибольший допустимый расход пара должен ограничиваться не прочностью последней ступени, а мощностью генератора.

Следует иметь в виду, что работа с пониженным противодавлением может вызвать перегрузку упорного подшипника. Изменение осевого усилия зависит от конструкции турбины. Так, если диаметр втулки заднего концевое уплотнения меньше диаметра уплотнения последней диафрагмы, то понижение противодавления может привести к росту осевого усилия. В турбине с разгрузочным поршнем, камера за которым соединена с выхлопным патрубком турбины, понижение противодавления может привести к изменению направления осевого усилия. Следовательно, при наличии уступов в роторе или разгрузочного поршня вопрос о возможной работе с пониженным конечным давлением следует решать после расчета осевого усилия.

б) Работа турбины с противодавлением выше расчетного

При повышении противодавления напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках не превысят максимально расчетных, а в последней ступени даже снизятся, так как уменьшаются перепады давлений и теплоперепады.

Изменение осевых усилий существенно зависит, как и в случае пониженного противодавления, от конструкции турбины. Если ротор турбины не имеет уступов, т. е. если, например, ротор цельнокованный, то упорное давление изменяется только за счет изменения реакции. Повышение конечного давления приводит к росту реакции в последних ступенях и соответственно к увеличению упорного давления. Если диаметр втулки заднего концевое уплотнения меньше диаметра уплотнения последней диафрагмы, то осевое усилие может либо возрасти, либо уменьшиться; более того, оно может оказаться направленным против потока пара.

Для снижения осевого усилия иногда приходится сокращать пропуск пара, что приводит к существенному уменьшению мощности турбины. Поэтому в некоторых случаях имеет смысл произвести реконструкцию турбины, удалив одну или несколько последних ступеней. Количество удаляемых ступеней должно быть таким, чтобы давление перед удаляемыми ступенями при номинальном режиме работы примерно равнялось новому противодействию. При такой переделке турбины к. п. д. останется приблизительно равным расчетному.

В реактивной турбине осевое усилие, действующее на рабочие лопатки, уменьшится; величина же упорного давления на подшипник зависит от размеров барабана, разгрузочного поршня и концевых уплотнений.

Во всяком случае перевод на режим работы с повышенным противодействием как активной, так и реактивной турбины можно производить только после проверки осевых усилий.

Следует также проверить возможную работу фланцев и шпильки выходной части турбины.

Мощность турбины при работе с повышенным противодействием уменьшится и может быть определена по формуле

$$N_1 = N_{H_0}^{H_{01}} \frac{V_1}{V} \frac{q_1}{q} \quad (8-21)$$

8-4. ОТБОР ПАРА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕЛЕЙ

Отклонение давления промышленного отбора пара от номинальной величины имеет согласно ГОСТ 3618-47 следующие пределы

Таблица 8-3

Номинальное давление в отборе	p_n	атм	5	7	10
Максимальное давление в отборе	$p_n^{\max}$	атм	6	8	13
Минимальное давление в отборе	$p_n^{\min}$	атм	4	6	8

Эти пределы устанавливаются заводом и должны обеспечиваться подрегулировкой давления в отборе. Поэтому изменение давления отбора в указанном диапазоне не требует проверки надежности работы турбины.

Рассмотрим сначала влияние изменения давления отбора в этих пределах на мощность и экономичность [Л. 43]. При эксплуатации следует стремиться работать с наименьшим давлением отбора, допускаемым технологическим процессом про-

мышленного потребителя, так как при неизменном пропуске пара через турбину это приводит к дополнительной выработке электрической мощности.

Так, выигрыш в мощности на 1 т отбираемого пара при снижении давления отбора от p'_n до p''_n составит

$$\frac{\Delta N_p}{D_n} = \frac{1000}{860} \cdot \Delta h_0 \eta_{0p} \text{ кватч/т}, \quad (8-22)$$

где Δh_0 [ккал/кг] — располагаемый теплосепаратор от состояния пара, соответствующего давлению в отборе p'_n до давления p''_n .

Ввиду малости теплосепаратора Δh_0 формулу (8-22) можно написать следующим образом

$$\frac{\Delta N_p}{D_n} = \frac{1000 \cdot 10^4}{860 \cdot 427} \cdot v'_n (p'_n - p''_n) \cdot \eta_{0p} \approx 20 v'_n (p'_n - p''_n) \text{ кватч/т}, \quad (8-23)$$

где v'_n [м³/кг] — удельный объем в отборе при давлении p'_n ; к. п. д. принят равным η_{0p} 0,74; p'_n и p''_n [атм].

Если турбина снабжает нескольких тепловых потребителей, то приходится поддерживать такое давление отбора, которое обеспечивает потребителя, требующего наивысшего давления. Поэтому на линии к остальным потребителям приходится дросселировать пар, что, естественно, снижает общую экономичность установки. Если большую часть отбираемого пара необходимо дросселировать, то может оказаться экономически целесообразным снизить давление в отборе, а потребителя, требующего пар более высокого давления, снабжать из котельной.

Целесообразность такого выделения можно выявить из сравнения выигрыша мощности от снижения давления в отборе и недовыработки мощности паром, идущим из котельной через редукционно-охладительную установку¹, т. е. из условия

$$\frac{D_n H_0^{\text{вн}}}{D_n \Delta h_0} < 1 \quad (8-24)$$

Здесь D_n — расход пара к потребителям, требующим повышенное давление,

D'_n — расход пара к остальным потребителям,

$H_0^{\text{вн}}$ — располагаемый теплосепаратор части высокого давления турбины,

Δh_0 — увеличение располагаемого теплосепаратора ч. в. д. за счет снижения давления в отборе.

¹ При этом необходимо учитывать возможные затраты на прокладку трубопроводов для самостоятельного снабжения такого потребителя.

Так, например, для турбины АП, если такое выделение позволит понизить давление в камере отбора с $p_n' = 8 \text{ ага}$ до $p_n'' = 6 \text{ ага}$, то оно будет выгодным при $\frac{D_n'}{D_n} < 0,23$

Если вместо РОУ применить струйный термокомпрессор [Л 43], то выделение потребителей, требующих пар высокого давления, окажется целесообразным при больших расходах пара D_n .

Выгода применения термокомпрессора (фиг. 8-13) заключается в том, что он позволяет сократить количество свежего дросселируемого пара за счет сжатия некоторого количества пара из отбора турбины.

Теперь рассмотрим случай работы с давлением отбора более низким, чем то давление, на которое рассчитана турбина. Если такое снижение экономически выгодно, то, прежде чем осуществить переход на новое давление, необходимо проверить возможность надежной работы турбины.

Снижение давления в отборе при неизменном пропуске пара через ч. в. д. приводит к увеличению мощности ч. в. д.

Фиг. 8-13 Принципиальная схема установки термокомпрессора

Увеличение мощности будет происходить до тех пор, пока не исчерпается расширительная способность косога среза рабочих лопаток последней ступени ч. в. д. Однако вряд ли практически встретится такой случай, так как он будет иметь место при очень большом, недопустимом из условий прочности снижении давления в отборе.

Изменение мощности ч. в. д. подчиняется универсальной зависимости

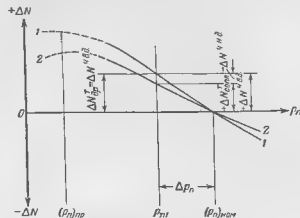
$$\frac{\Delta N}{D_1} = f\left(\frac{p_n}{D_1}\right), \quad (8-25)$$

выведенной ранее для конденсационных турбин (см. § 8-1)

Снижение давления отбора влияет также на режим работы ч. н. д. При этом влияние параметров пара в отборе на мощность ч. н. д. имеет такой же характер, как влияние изменения параметров свежего пара перед конденсационной турбиной. Последнее было разобрано в гл. 7. Как было показано в § 7-1, это влияние различно для соплового и дроссельного регулирования.

Рассмотрим изменение мощности ч. н. д. при неизменном пропуске пара $D_2 = \text{const}$ и понижении давления в отборе p_n .

Если ч. н. д. выполнена с дроссельным регулированием и работает с частично открытой заслонкой, то снижение давления p_n приведет к дополнительному открытию регулирующего органа, так что давление перед соплами первой ступени



Фиг. 8-14 Приращение мощности турбины с отбором пара при изменении давления в отборе.

1 — дроссельное перераспределение в ч. н. д., 2 — сопловое перераспределение в ч. н. д.

пени будет оставаться постоянным. Следовательно, мощность ч. н. д. останется прежней. Это будет справедливо до тех пор, пока регулирующий орган не откроется полностью. При дальнейшем снижении давления p_n расход пара в ч. н. д. сократится, т. е. станет невозможным выполнение условия $D_2 = \text{const}$. При снижении p_n будет несколько уменьшаться температура перед ч. н. д. и, строго говоря, мощность ч. н. д. при постоянном расходе несколько понизится. Пренебрегая этим, можно сделать вывод, что прирост мощности при снижении давления в отборе для турбин с дроссельным регулированием происходит только за счет ч. в. д. (при $D_1 = \text{const}$ и $D_2 = \text{const}$, а следовательно, и при постоянной величине отбора $D_n = \text{const}$). На фиг. 8-14 это приращение мощности изображено кривой II.

Если ч. н. д. выполнена с сопловым регулированием, то при неизменном расходе пара $D_2 = \text{const}$ снижение давления в отборе приводит к перераспределению пропусков пара между клапанами и некоторому уменьшению мощности ч. н. д. (см. § 7-1). В том случае, когда регулирующие клапаны ч. н. д.

открыты полностью, снижение p_n вызовет сокращение расхода пара D_2 . Таким образом, полное приращение мощности всей турбины, вызванное снижением давления в отборе, будет меньше, чем приращение мощности ч. в. д., на величину снижения мощности ч. в. д. $\Delta N = \Delta N^{\text{вход}} - \Delta N^{\text{отб}}$. Кривая 22 на фиг. 8-14 изображает полный прирост мощности для турбины с сопловым регулированием в ч. в. д.

Если давление в отборе уменьшить настолько, что в последней ступени ч. в. д. исчерпывается решительная способность косога среза рабочих лопаток, то дальнейшее снижение давления ($p_n < (p_n)_{\text{пред}}$) не приведет к изменению мощности ч. в. д. (см. § 8-1). Практически вряд ли возможна работа турбины с таким низким давлением отбора, так как это вызовет недопустимую по условиям надежности перегрузку последней ступени ч. в. д. На фиг. 8-14 кривые зависимости ΔN от $f(p_n)$ для такого значительного уменьшения p_n даны пунктиром. Напомним, что графики на фиг. 8-14 построены для режима работы турбины с постоянным расходом пара и неизменным количеством отбираемого пара.

Уменьшение давления в камере регулируемого отбора до величины p_n , меньшей чем минимальное давление $p_n^{\text{мин}}$, допускаемое заводом, требует сокращения пропуска пара в ч. в. д. Это нужно для того, чтобы сохранить прежними напряжения в диафрагме и рабочих лопатках последней ступени ч. в. д. Как было показано в § 8-3, указанные напряжения не будут превосходить расчетных, если пропуск пара в ч. в. д. ограничить согласно формуле

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)_{\text{отб}} = \sqrt[3]{\left(\frac{p_n}{p_n^{\text{мин}}}\right)^2 \left(\frac{T_n^{\text{мин}}}{T_n}\right)^2}$$

Вопрос о перестройке системы парораспределения ч. в. д. и допустимости работы упорного подшипника должен решаться так же, как это указано в § 8-3 для турбин с противодавлением при понижении конечного давления. При этом ч. в. д. можно рассматривать как конденсационную турбину, работающую при сниженных начальных параметрах. Надо также учесть, что минимальное количество пара в ч. в. д. уменьшается, если не изменена установка регулирующих органов ч. в. д.

Если тепловому потребителю требуется пар более высокого давления, чем предусмотрено заводом при расчете турбины, то иногда после соответствующих расчетов можно допустить работу турбины с повышенным давлением в отборе.

При переводе турбины на работу с повышенным давлением регулируемого отбора могут увеличиться осевые усилия,

а также напряжения в элементах проточной части ч. в. д. Кроме того, надо проверить допустимость работы фланцев и болтов камеры отбора.

Изменение осевого усилия, как и в случае турбины с противодавлением (см. § 8-3), существенно зависит от наличия уступов ротора и разгрузочного поршня. Проверка упорного давления на подшипник может указать на необходимость сокращения пропуска пара в ч. в. д. или же удаления последней ступени (или нескольких последних ступеней) ч. в. д.

Для ч. в. д. повышение давления в отборе аналогично повышению начальных параметров в конденсационной турбине (см. гл. 7). Чтобы не допустить перегрузки диафрагмы и рабочих лопаток при дроссельном регулировании в ч. в. д., следует ограничить пропуск пара в ч. в. д. до его максимальной расчетной величины. Это может быть выполнено ограничением подъема дроссельного клапана. При сопловом парораспределении ч. в. д. следует заглушить некоторое количество сопел регулирующей ступени (см. § 7-2).

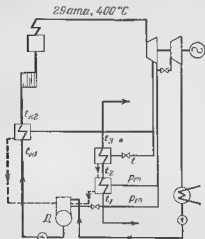
Следует учесть, что повышение давления в отборе при режиме минимально допустимого пропуска в ч. в. д. приведет к перегрузке лопаток регулирующей ступени. Поэтому надо увеличить количество постоянно открытых сопел.

8.5 ОТБОР ПАРА ДЛЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ЦЕЛЕЙ

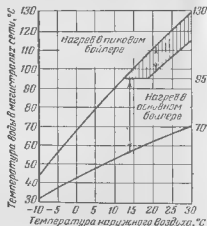
Номинальное давление пара в регулируемом отборе для целей отопления равно $p_n = 1,2 \text{ атм}$. Снижение давления отбираемого пара ниже атмосферного не допускается, так как при этом возможен подсос воздуха через неплотности трубопроводов, идущих к бойлерам. Обычно при давлении пара в отборе $p_n = 1,2 \text{ атм}$ сетевую воду в бойлерах можно подогревать до температуры 95°C . Однако в холодное время года может потребоваться более высокий подогрев. Это может быть достигнуто включением пикового бойлера, питаемого паром из нерегулируемого отбора более высоких параметров, или повышением давления регулируемого отбора. Выбор того или иного варианта следует производить, исходя из экономических соображений. Пусть тепловая схема установки представлена на фиг. 8-15. Включение пикового бойлера приводит к дополнительному отбору пара повышенной ценности и снижению мощности турбины при том же пропуске пара. Величина допустимого нерегулируемого отбора зависит от расхода пара в ч. в. д. и обычно оговорена в заводской инструкции.

Если увеличение температуры сетевой воды обеспечивается повышением давления в камере регулируемого отбора, то при этом уменьшается теплоперепад, а следовательно, и мощность

ч. в. д. Режим работы ч. н. д. существенно зависит от типа парасредоточения ч. н. д. При дроссельном регулировании возникают дополнительные потери, вызванные падением пара в регулирующем органе ч. н. д. При сопловом регулировании эти потери будут зависеть от степени открытия регулирующих клапанов ч. н. д. Законом-изготовителем предусматривается повышение давления регулируемого отбора. ГОСТ 3618-47



Фиг. 8-15. Схема установки турбины с промежуточным отбором пара.



Фиг. 8-16 К определению режима работы турбины с отопительным отбором пара.

требует возможности работы турбины при изменении давления отопительного отбора до $p_{max}^{отс} = 2,5 \text{ атм}$.

Следует иметь в виду, что при повышении давления в отборе приходится дросселировать пар, идущий в деаэратор атмосферного типа, что экономически невыгодно. Работа деаэратора с повышенным давлением пара более выгодна, но не всегда допустима. Оптимальный режим работы установки — включение пикового бойлера или повышение давления в отборе — может быть определен в результате расчета турбины и тепловой схемы. Пример такого расчета можно найти в книге проф. А. В. Щеглева «Некоторые вопросы эксплуатации паровых турбин» [Л. 43]. В результате расчета построена диаграмма для турбины АТ-25 с дроссельным регулированием в ч. п. д. (фиг. 8.16). При температуре сетевой воды ниже 95°С работают только основные бойлеры. Дополнительный подогрев сетевой воды сверх 95°С обеспечивается включением пикового бойлера (заштрихованный участок). Сетевая вода в основных бойлерах подогревается до 95°С. Когда пере-

гулируемый отбор достигает предельно допустимой величины, следует, не уменьшая нагрузки пикового бойлера, повышать давление в регулируемом отборе. Отметим, что в случае соплового парораспределения в ч. н. д. диаграмма может иметь иной характер.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

РАБОТА АКТИВНОЙ ТУРБИНЫ БЕЗ ОТДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ

В практике эксплуатации встречаются случаи вынужденной работы паровых турбин без отдельных элементов проточной части. В результате аварий, вызванных заеданиями в проточной части, вибрациями, неправильным обслуживанием, а также вследствие чрезмерного эрозийно-коррозионного износа приходится удалять рабочие лопатки и отдельные ступени турбины. Увеличение прогиба диафрагм, рост чугуных диафрагм и другие причины также могут вызвать временную работу турбины без диафрагмы или ступени.

Надежная работа турбины с удаленными ступенями возможна, как правило, в измененных условиях эксплуатации, так как иначе некоторые детали турбины или будут работать с напряжениями, превышающими допустимые, или окажутся в недопустимых температурных условиях; это относится в первую очередь к рабочим лопаткам, диафрагмам, второму подшипнику и др.

Очевидно, что неправильный выбор режима эксплуатации при таких условиях может привести к аварии или к неоправданному снижению максимальной мощности (а также к чрезмерному ухудшению экономичности).

Чтобы выбрать режим работы турбины наилучшим образом, следует произвести достаточно тщательный расчет турбины, причем могут встретиться два случая.

а) имеется полный расчет турбины и характеристики материалов деталей,

б) известны только отдельные размеры проточной части (по чертежам или же снятые непосредственно на турбине) и основные эксплуатационные данные.

В первом случае после сложного и трудоемкого расчета можно точно определить надежный и наимыгоднейший режим работы. Для этого надо не только подсчитать напряжения, которые возникнут в деталях при повом режиме, но и знать, являются ли эти напряжения допустимыми для данного материала в конкретных условиях работы (в первую очередь при повой температуре). Такой расчет, как правило, может

быть произведен только силами турбостроительного завода или другой специализированной организации. Следует учесть, что для решения задачи надо знать характеристики материала при различных температурах, а также запасы прочности или допускаемые напряжения, принимаемые заводом для данных условий, иногда необходимо знать и режимы термообработки материала и т. п.

Несмотря на трудность полного расчета, надо стремиться его выполнить, особенно в случае длительной работы турбины без удаленных деталей. Такой расчет существенно облегчается, если известны значения максимальных мощностей ступеней турбины К сожалению, они известны далеко не для всех турбин, установленных на наших станциях. Для ряда турбин ЛМЗ им. И. В. Сталина они приведены в приложении Б [Л. 34 и 35].

Во втором случае расчет менее точен и режим выбирается таким образом, чтобы напряжения в деталях не превышали максимальных, допускаясь в турбине до разлопачивания. Такой расчет, как правило, может быть проведен работниками электростанций.

Выбор измененного режима эксплуатации может производиться исходя из требований

- 1) Максимальной мощности, допустимой при данном состоянии проточной части,
- 2) Наибольшей экономичности, при этом нагрузка турбины может и не быть максимальной.

В обоих случаях безусловно должна обеспечиваться полная надежность работы. То или иное требование может быть поставлено только в зависимости от конкретных условий резерва мощности, сложности необходимых переделок в турбине, проигрыша в экономичности при работе с максимальной мощностью и т. д.

9.1. ОБЩИЙ ПОРЯДОК РАСЧЕТА

Для проверки надежности работы необходимо определить изменение напряжений в лопатках, диафрагмах, изменение осевого усилия, параметров пара в турбине и выяснить, какие элементы являются наиболее перегруженными. Расчет следует провести, сравнивая режим работы турбины с исправной проточной частью с режимом после удаления ступени при тех же начальных и конечных параметрах и расходе пара. При этом надо выбирать режимы, при которых проверяемые элементы работают в наиболее тяжелых условиях.

После удаления ступени или группы ступеней наиболее значительно увеличиваются напряжения в элементах ступени, предшествующей удаленным. Действительно, при том же расходе пара давление за удаленными ступенями изменится

незначительно¹. Следовательно, теплоперепад на все предшествующие ступени увеличится, а особенно сильно, как показано в § 3.1, возрастет в ступени, предшествующей, удаленным, так как она является последней ступенью группы, за которой понижилось давление. Рост теплоперепада h и перепада давлений Δp вызовет увеличение напряжений в лопатках и диафрагме.

При удалении ступеней могут также измениться осевые усилия.

Возможны и другие случаи. Так, например, если удаляют только диафрагмы промежуточной ступени, то на оставшемся облопаченном диске возникает значительный перепад давлений. При работе турбины без рабочих лопаток регулирующей ступени температура пара в камере этой ступени значительно повышается, что может быть недопустимо для применяемых сталей.

В общем случае можно принять следующий порядок расчета.

Определив перегрузку элементов проточной части, далее из условий допустимых напряжений в лопатках и диафрагмах² устанавливаем предельные режимы работы турбины, расход и параметры пара. Находим мощность и к. п. д. турбины. Производим проверку осевых усилий. При повышении давления за турбиной проверяем температурный режим выходного патрубка.

Иногда можно предложить несколько вариантов изменения режима работы турбины (уменьшение расхода, повышение противодавления, установка дроссельных диафрагм и др.). Тогда при условии полной надежности режим выбирают в зависимости от конкретных условий и поставленной задачи максимальной нагрузки или наибольшей экономичности.

Часто отсутствуют полные данные теплового расчета турбины. В таком случае следует прибегнуть к приближенному способу расчета, позволяющему определить необходимые изменения режима работы турбин. Для этого нужно знать располагаемые теплоперепады и перепады давлений в некоторых ступенях и параметры пара в них при расчетном режиме работы.

Располагаемый теплоперепад ступени можно определить, оценив отношение скоростей u/c_ϕ

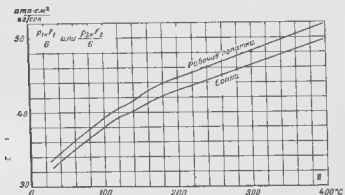
$$h_0 = 2,94 \frac{d^2}{(u/c_\phi)^2} \left(\frac{n}{3000} \right)^2, \quad (9-1)$$

¹ Только за счет изменения температуры пара, вызванного ухудшением к. п. д. предшествующих ступеней.

² При отсутствии характеристик материалов и полного заводского расчета напряжения не должны превышать допускаясь до разлопачивания.

В современных мощных многоступенчатых турбинах $u/c_{\theta} = -0,45 : 0,48$, в последних ступенях конденсационных турбин эта величина поднимается до $0,5 : 0,55$. В малоступенчатых конденсационных турбинах небольшой мощности отношение скоростей уменьшается до $0,35 : 0,4$.

Если известны давление пара перед и за группой ступеней, средние диаметры первой d_1 и последней d_z ступени группы, то можно уже более точно оценить распределение теплопере-



Фиг. 9-1 Вспомогательный график для определения критического режима в соплах и лопатках.

падов между ступенями группы. При не слишком резком возрастании диаметров в группе ступеней теплоперепад каждой ступени можно оценить по формуле

$$h_0 = \frac{H_0(1+\alpha)}{z} \frac{d^3}{d_1 d_z} \quad (9.2)$$

Здесь H_0 — располагаемый теплоперепад всей группы, $\alpha = 0,01 : 0,08$ — коэффициент возврата тепла, который может быть определен по формуле (3-80), z — число ступеней в группе; d — средний диаметр ступени.

Откладывая последовательно для каждой ступени теплоперепады и задаваясь согласно §§ 2-5 и 3-4 к. п. д. ступеней, можно определить параметры пара перед рассматриваемой ступенью.

При исследовании работы ступени после удаления следующих за ней элементов проточной части иногда необходимо установить те давления p_{1k} и p_{2k} , при которых в соплах или ло-

патках возникает критическая скорость. Для рабочих лопаток соответствующая формула была выведена в § 2-8

$$p_{2k} \cdot \frac{a_*}{p_{2k} g F_2}, \quad a_* = \sqrt{k g p_{2k} v_{2k}}, \quad (9.3)$$

для сопел эта формула примет вид

$$p_{1k} \cdot \frac{a_*}{p_{1k} g F_1}, \quad a_* = \sqrt{k g p_{1k} v_{1k}}. \quad (9.3a)$$

В значительном диапазоне изменения параметров пара критическая скорость a_* меняется мало и может быть определена для каждого конкретного случая по расчетным параметрам за ступенью $a_* \approx \sqrt{k g p_2 v_2}$. При большой разнице между p_2 и p_{2k} следует сделать второе приближение. Для определения p_{1k} и p_{2k} можно воспользоваться графиком, приведенным на фиг. 9-1, где по оси абсцисс отложена температура пара за ступенью (или за соплами), а по оси ординат — выражение $\frac{p_{1k} F_1}{G}$ (и $\frac{p_{2k} F_2}{G}$).

9.2. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ РАБОЧИХ ЛОПАТОК РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

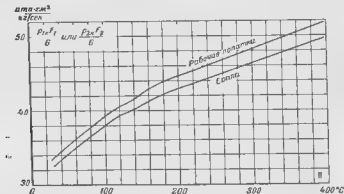
В практике известны случаи поломки рабочих лопаток регулирующей ступени, особенно часто в турбинах высокого давления. Так, в турбине АЕГ [Л. 30] с номинальной мощностью 50 000 кВт и параметрами пара $p_0 = 125$ атм, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ при $n = 3000$ об/мин после 5 мес. эксплуатации было обнаружено, что с лопаток первого ряда двухвальной регулирующей ступени полностью сорван бандаж, значительно помяты кромки лопаток обоих рядов ступени. Кроме того, часть сопл, питаемых первым клапаном, и каналы направляющего аппарата, расположенные против этих сопл, оказались размытыми на значительную глубину. Причиной поломки фирма считает вибрацию бандажа при работе турбины с одним клапаном. В сборнике "Монтаж и эксплуатация турбин высокого давления" [Л. 25] описан ряд аналогичных примеров.

Иногда до ремонта или замены поврежденного облопачивания некоторое время приходится работать с разлопаченным регулирующим колесом. Рассмотрим такой случай работы турбины.

При работе турбины без лопаток регулирующей ступени скорость пара, выходящего из сопл этой ступени, полностью падает, и теплосодержание пара перед нерегулируемыми ступенями будет равно теплосодержанию пара перед турбиной. Таким образом, температура пара в камере регулирующей

В современных мощных многоступенчатых турбинах $u/c_{\phi} = -0,45 \div -0,48$, в последних ступенях конденсационных турбин эта величина поднимается до $0,5 \div 0,55$. В малоступенчатых конденсационных турбинах небольшой мощности отношения скоростей уменьшается до $0,35 \div 0,4$.

Если известны давление пара перед и за группой ступеней, средние диаметры первой d_1 и последней d_z ступени группы, то можно уже более точно оценить распределение теплопере-



Фиг. 9-1. Вспомогательный график для определения критического режима в соплах и лопатках

падов между ступенями группы. При не слишком резком возрастании диаметров в группе ступеней теплоперепад каждой ступени можно оценить по формуле

$$h_0 = \frac{H_0(1 + \alpha)}{z} \frac{d^2}{d_1 d_z} \quad (9-2)$$

Здесь H_0 — располагаемый теплоперепад всей группы, $\alpha = 0,01 \div 0,08$ — коэффициент возврата тепла, который может быть определен по формуле (3-80), z — число ступеней в группе; d — средний диаметр ступени.

Откладывая последовательно для каждой ступени теплоперепады и задаваясь согласно §§ 2-5 и 3-4 к п. д. ступеней, можно определить параметры пара перед рассматриваемой ступенью.

При исследовании работы ступени после удаления следующих за ней элементов проточной части иногда необходимо установить те давления $p_{1к}$ и $p_{2к}$, при которых в соплах или ло-

патках возникает критическая скорость. Для рабочих лопаток соответствующая формула была выведена в § 2-8

$$p_{2к} = \frac{a_*}{\mu k g} \frac{G}{F_2}, \quad a_* = \sqrt{k g p_{2к} v_{2к}} \quad (9-3)$$

для сопел эта формула примет вид

$$p_{1к} = \frac{a_*}{\mu k g} \frac{G}{F_1}, \quad a_* = \sqrt{k g p_{1к} v_{1к}} \quad (9-3a)$$

В значительном диапазоне изменения параметров пара критическая скорость a_* меняется мало и может быть определена для каждого конкретного случая по расчетным параметрам за ступенью $a_* \approx \sqrt{k g p_{2к} v_{2к}}$. При большой разнице между p_2 и $p_{2к}$ следует сделать второе приближение. Для определения $p_{1к}$ и $p_{2к}$ можно воспользоваться графиком, приведенным на фиг. 9-1, где по оси абсцисс отложена температура пара за ступенью (или за соплами), а по оси ординат — выражение $\frac{p_{1к} F_1}{G}$ (и $\frac{p_{2к} F_2}{G}$)

9-2. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ РАБОЧИХ ЛОПАТОК РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ

В практике известны случаи поломки рабочих лопаток регулирующей ступени, особенно часто в турбинах высокого давления. Так, в турбине АЕГ [Л 30] с номинальной мощностью 50 000 квт и параметрами пара $p_0 = 125 \text{ атм}$, $t_0 = 500^\circ \text{C}$ при $n = 3000$ об/мин после 5 мес. эксплуатации было обнаружено, что с лопаток первого ряда двухвечной регулирующей ступени полностью сорван бандаж, значительно помяты кромки лопаток обоих рядов ступени. Кроме того, часть сопел, питаемых первым клапаном, и каналы направляющего аппарата, расположенные против этих сопел, оказались размытыми на значительную глубину. Причиной поломки фирма считает вибрацию бандажа при работе турбины с одним клапаном. В сборнике «Монтаж и эксплуатация турбин высокого давления» [Л. 25] описан ряд аналогичных примеров.

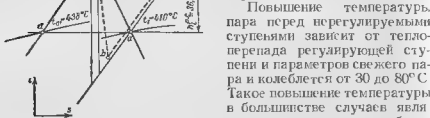
Иногда до ремонта или замены поврежденного облопачивания некоторое время приходится работать с разлопаченным регулирующим колесом. Рассмотрим такой случай работы турбины.

При работе турбины без лопаток регулирующей ступени скорость пара, выходящего из сопел этой ступени, полностью гасится, и теплосодержание пара перед нерегулируемыми ступенями будет равно теплосодержанию пара перед турбиной. Таким образом, температура пара в камере регулирующей

шей ступени станет выше, чем при нормальной работе, а давление при том же пропуске пара несколько возрастет. Это увеличение давления зависит от повышения температуры и будет равно

$$\frac{p_{11}}{p_1} = \sqrt{\frac{T_{11}}{T_1}}$$

Процесс в is -диаграмме для случая нормальной работы регулирующей ступени показан на фиг. 9-2; точка a соответствует состоянию пара перед нерегулируемыми ступенями. Пунктирной линией abc изображен процесс при снятых рабочих лопатках. В этом случае состояние пара перед второй ступенью дается точкой c .



Фиг. 9-2. К определению допустимого режима работы при удалении рабочих лопаток регулирующей ступени

температура в камере регулирующей ступени ограничивается условиями надежной работы многих деталей турбины, а именно корпуса, шпильки, диафрагмы, рабочих лопаток и дисков первых ступеней.

Для того чтобы допустить работу турбины без рабочих лопаток первой ступени, необходимо так снизить температуру свежего пара, чтобы температурные условия в камере регулирующей ступени были нормальными. Определить необходимое снижение начальной температуры можно с помощью is диаграммы. Новую температуру свежего пара можно найти в точке d (фиг. 9-2) на пересечении изобары начального давления p_0 и линии постоянного теплосодержания, проходящей через точку a .

Если известно только давление в камере регулирующей ступени, то температуру пара при нормальной работе можно найти, задавшись к. п. д. регулирующей ступени в соответствии с данными § 2-7.

Если неизвестно и давление в камере регулирующей ступени, то сначала по формуле (9-1) следует оценить расхода

иаемый теплоперепад ступени, задавшись характеристикой η/c_g . Для диска с двумя ступенями скорости $\eta/c_g = 0,22 \div 0,26$, для одновечного диска $\eta/c_g = 0,38 \div 0,45$, причем большие значения обычно относятся к турбинам большой мощности.

Следует отметить, что снижение начальной температуры пара при неизменном положении регулирующих клапанов приводит к увеличению расхода, что недопустимо. Увеличение пропуска пара вызывает перегрузку диафрагм и рабочих лопаток, особенно в последней ступени. Чтобы расход пара не превышал максимально допустимой величины, следует либо заглушить часть сопел, либо ограничить подъем последнего регулирующего клапана. С точки зрения экономичности безразлично, каким путем будет ограничен пропуск пара. В эксплуатационных условиях ограничение расхода можно установить, измеряя давление в контрольной ступени. Оно не должно превышать давления при работе с исправной проточной частью и максимальной нагрузкой.

Мощность турбины после разлопатывания регулирующего колеса снизится на величину, равную мощности этой ступени.

$$\Delta N_s = \frac{D h_0}{860} \eta_{st} \eta_{sc} \quad (9-4)$$

Пример 9-1.

В одной из турбин высокого давления мощностью 50 000 *квт* были неоднократно поломки облопачивания двухвечного регулирующего колеса [Л. 30]. При нормальном состоянии лопаток турбина работала с параметрами свежего пара $p_0 = 73 \text{ atma}$, $t_0 = 498^\circ\text{C}$. В камере регулирующего колеса температура пара не превышала нормально $t_1 = 410^\circ\text{C}$, а давление $p_1 = 30 \text{ atma}$.

Найдем необходимое снижение температуры свежего пара и мощности турбины в случае временной вынужденной работы без рабочих лопаток регулирующей ступени.

Температуру пара перед турбиной нужно снизить таким образом, чтобы параметры пара в камере регулирующей ступени не превышали $t_1 = 410^\circ\text{C}$ и $p_1 = 30 \text{ atma}$. С помощью is диаграммы (фиг. 9-2) находим новую начальную температуру пара $t_{01} = 458^\circ\text{C}$. Как видно, температура свежего пара при поддержании неизменным начального давления должна быть снижена не менее чем на 60°C .

Уменьшение мощности турбины подсчитываем по формуле (9-4)

$$\Delta N_s = \frac{218\,000 \cdot 36,2}{860} \cdot 0,985 \cdot 0,97 = 8\,700 \text{ квт}$$

Здесь $D = 218\,000 \text{ кг/час}$ — максимальный расход пара; $h_0 = 36,2 \text{ ккал/кг}$ — использованный теплоперепад в регулирующей ступени при нормальном режиме работы, найденный по is -диаграмме.

Если перегрузка турбины осуществляется подводом пара в камеру регулирующей ступени или в промежуточную ступень, то максимально допустимая температура в этой камере может быть близка к начальной температуре пара. Поэтому

при работе турбины без лопаток регулирующего колеса температура свежего пара следует снижать в меньшей степени. Уменьшение мощности турбины ΔN_p будет также незначительным, так как при максимальном расходе пара мощность регулирующей ступени была (до удаления лопаток) относительно невелика. Чтобы подсчитать ΔN_p по формуле (9-4), надо найти расход пара $D_{ос}$ через регулирующую ступень при максимальном открытии обводного клапана

$$\frac{D_{ос}}{D} = \sqrt{\frac{p_0^2 - p_{ос1}^2}{p_0^2 - p_{ос}^2}} \quad (9-5)$$

Здесь p_0 — давление перед соплами регулирующей ступени, обычно равное примерно 0,95 от давления свежего пара;

D — расход пара в момент открытия перегрузочного клапана,

$p_{ос}$ — давление в камере обвода при этом расходе,

$p_{ос1}$ — давление в камере обвода при максимальном пропуске пара. Формула (9-5) справедлива при докритическом истечении в регулирующей ступени

Если удалены рабочие лопатки регулирующей ступени части низкого давления турбины с отбором пара, то вызванное этим повышение температуры в камере этой ступени не представляет опасности. Однако максимальный пропуск пара в ч. н. д. следует несколько ограничить. Это ограничение надо привести так, чтобы давление в камере регулирующей ступени ч. н. д. не превосходило максимальной расчетной величины

9-3. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ИЛИ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ

Если удалены рабочие лопатки промежуточной ступени, то кинетическая энергия струи пара, выходящей из сопел этой ступени, не используется и переходит в тепло. Таким образом, температура пара перед последующими ступенями, работающими в области перегретого пара, повышается. Перед ступенями, работающими в области влажного пара, повышается степень сухости пара. При том же расходе это вызовет незначительное повышение давления в последующих ступенях и увеличение теплоперепадов этих ступеней (фиг. 9-3).

Если разлопаченный диск находится в области перегретого пара, то процесс в последующих ступенях можно исследовать аналогично процессу в нерегулируемых ступенях турбины при изменении температуры свежего пара. Тогда новые значения давлений и теплоперепадов определим по формулам

выведенным в § 7-3. При неизменном пропуске пара давления и теплоперепады в ступенях, следующих за разлопаченной, будут равны

$$\frac{p_{n1}}{p_1} = \left(\frac{t_{y1}}{t_y} \right)^{\lambda+1} \cdot \left(1 + \frac{\Delta t}{t_y + 273} \right)^{\lambda-1} \approx 1 + \frac{\lambda}{\lambda+1} \frac{\Delta t}{t_y + 273}, \quad (9-6)$$

$$\frac{h_{01}}{h_0} = 1 + \frac{\Delta t}{t_y + 273} \quad (9-7)$$

Здесь t_y — температура пара при нормальном режиме за разлопачиваемым диском,

$\Delta t = t_{y1} - t_y$ — повышение температуры пара за этим диском после разлопачивания;

λ — показатель политропы процесса расширения пара в ступенях, предшествующих удаленной; значение λ можно оценить по формуле (5-10).

Перепады давлений также увеличатся и будут равны

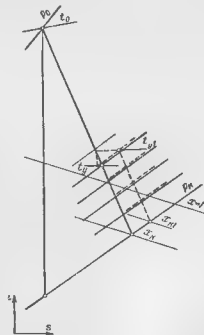
$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p} = \left(1 + \frac{\Delta t}{t_y + 273} \right)^{\lambda-1} \approx 1 + \frac{\lambda}{\lambda+1} \frac{\Delta t}{t_y + 273}; \quad (9-8)$$

формулы (9-6), (9-7) и (9-8) относятся к ступеням, работающим в области перегретого пара.

Если удалены рабочие лопатки ступени, работавшей в области влажного пара, то вместо формул (9-7) и (9-8) следует пользоваться иными зависимостями

$$\frac{h_{01}}{h_0} \approx 1 + \frac{\Delta x}{x_y}, \quad (9-7a)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p} \approx 1 + \frac{\lambda}{\lambda+1} \frac{\Delta x}{x_y}. \quad (9-8a)$$



Фиг. 9-3. Процесс в турбине после удаления рабочих лопаток промежуточной ступени.

Здесь x_y — сухость пара за разлопаченным диском при нормальном режиме;

$\Delta x = x_{y1} - x_y$ — повышение сухости пара за диском после разлопачивания.

В наибольшей степени возрастут перепады давлений и тепла в последней ступени. Это вызвано тем, что давление за последней ступенью в отличие от остальных не повышается, а остается постоянным.

В конденсационной турбине давление перед последней ступенью следует определять не по формуле (9-6), а по другой формуле (см § 7-3)

$$\frac{p_1}{p_1} = 1 + \frac{1}{6} \frac{\Delta t}{t_y + 273}, \quad (9-6)$$

где Δt — попрежнему изменение температуры пара за разлопачным диском.

Если удаленные лопатки имели небольшую расчетную степень реакции, то режим работы диафрагмы этой ступени и предыдущих ступеней практически не изменится.

Таким образом, можно прийти к выводу, что при удалении лопаток промежуточной активной ступени больше всего увеличиваются перепады давлений и тепла в последней ступени. Чтобы сохранить прежними напряжения в диафрагме и в рабочих лопатках этой ступени, необходимо сократить расход пара.

Напряжение в диафрагме последней ступени будет равно расчетному при расчетном давлении перед ней. Поэтому для конденсационной турбины расход пара следует уменьшить примерно во столько раз, во сколько возросло давление перед последней ступенью, т. е.

$$\frac{D_1}{D_n} \approx \frac{p_{n1}}{p_1} \approx 1 + \frac{1}{6} \frac{\Delta t}{t_y + 273}$$

Однако при таком сокращении пропуска пара напряжения в рабочих лопатках последней ступени будут несколько выше, чем расчетные, так как располагаемый теплоперепад этой ступени будет примерно равен

$$h_{01} = \left(1 + \frac{1}{3} \frac{\Delta t}{t_y + 273}\right) h_0,$$

и таким образом, произведение $D_1 h_{01}$ будет больше расчетного $D h_0$

$$\frac{D_1 h_{01}}{D h_0} = 1 + \frac{1}{6} \frac{\Delta t}{t_y + 273}$$

Чтобы произведение $D h_0$, а следовательно, напряжения в рабочих лопатках не превышали допущенных заводом, надо сократить расход пара по сравнению с номинальным:

$$\frac{D_1}{D} = 1 + \frac{1}{4} \frac{\Delta t}{t_y + 273}, \quad (9-10)$$

а в случае разлопачиваемой ступени, работавшей во влажном паре:

$$\frac{D_1}{D} = 1 + \frac{1}{4} \frac{\Delta x}{x_y}. \quad (9-10a)$$

Необходимое сокращение расхода пара зависит от располагаемого теплоперепада разлопаченной ступени и от температуры пара в камере этой ступени. Практически пропуск пара следует уменьшить на 1–3%, причем первая цифра относится к многоступенчатым турбинам, вторая — к старым турбинам малой мощности, в которых теплоперепады в ступенях велики.

В том случае, когда удалены рабочие лопатки одной из ступеней турбины с противодавлением, необходимое сокращение расхода пара, так же как и в случае конденсационной турбины, определяется условием прочности рабочих лопаток последней ступени. При вычислении допустимого расхода пара следует учесть, что давление перед последней ступенью связано с расходом пара по формуле (2-89) или (2-89a).

Если удаленные лопатки имели значительную расчетную степень реакции, то кроме увеличения напряжений в последующих ступенях возрастут также напряжения в диафрагме разлопаченной ступени.

Рассмотрим два случая.

а) При нормальном режиме работы и расчетном пропуске пара в соплах ступени истечение критическое. Тогда после удаления рабочих лопаток давление пара перед диафрагмой этой ступени p_0 не изменится, а давление за ней станет несколько больше прежнего давления за лопатками вследствие увеличения сухости пара. Сокращение расхода пара, необходимое для сохранения прежнего значения напряжений в диафрагме, будет равно

$$\frac{D_1}{D} = \frac{p_0 - p_1}{p_0 - p_{01}}, \quad (9-11)$$

где p_1 — расчетное давление за диафрагмой.

б) При работе с исправной проточной частью и расчетном пропуске пара в соплах разлопачиваемой ступени скорость пара не достигает критической. В этом случае после удаления рабочих лопаток уменьшится как давление за диафрагмой, так и давление перед ней. Перепад давлений на диафрагму возрастает. На фиг. 9-4 изображен процесс расширения пара в этой ступени. Сплошная линия соответствует нормальной работе ступени, пунктирная — работе после удаления лопаток.

Новый пропуск пара найдется по формуле

$$\frac{D_1}{D} = \frac{p_0 - p_1}{p_{01} - p_{21}}. \quad (9-12)$$

Здесь p_{01} — новое давление перед диафрагмой после удаления рабочих лопаток, но при расчетном пропуске пара. Это давление может быть найдено по сетке расходов (приложение 2).

Для пользования формулами (9-11) и (9-12) необходимо знать расчетный перепад давлений в ступени и диафрагме. Эти величины можно определить детальным расчетом ступени, описанным в § 23, зная основные размеры ступени.

Если степень реакции ступени не превышает 5%, то можно не опасаться перегрузки диафрагмы. Произвести предварительную оценку степени реакции ступени можно по отношению площади лопаток к площади сопел F_2/F_1 . При небольшой степени реакции $F_2/F_1 \approx 2$; отношение площадей F_2/F_1 тем меньше, чем больше степень реакции.

Определим теперь, как снизится максимальная мощность турбины при работе ее без рабочих лопаток промежуточной ступени.

Уменьшение мощности происходит по двум причинам: во-первых, ступень, лопатки которой удалены, не дает полезной мощности и, во-вторых, суммарная мощность остальных ступеней ниже, чем при нормальной работе, так как расход пара сокращен из условий надежности.

Мощность турбины уменьшится на величину

$$\Delta N_s = -N_i^{ст} \eta_{ст} \frac{G_1}{G} + N_s^{ном} \left(1 - \frac{G_1}{G}\right), \quad (9-13)$$

Здесь отношение расходов определяется по формулам настоящего параграфа в зависимости от конкретных условий:

$N_s^{ном}$ — номинальная электрическая мощность турбины,

$N_i^{ст} = 4,19 G_0 \kappa_{ст}$ — внутренняя мощность разлопачиваемой ступени.

Для большинства турбин отечественного производства внутренние мощности ступеней известны (см., например, [Л. 34 и 35]). В противном случае N_i можно оценить следующим образом: теплоперепад ступени находим по формулам

(9-1) или (9-2), расход пара, если он неизвестен, определяем с учетом отборов пара на регенерацию, к. п. д. ступени оцениваем по данным § 25.

В турбинах с регулируемым отбором пара не всегда обязательно ограничивать максимальную мощность. Из условий надежности следует уменьшить максимальный пропуск пара через ту ступень турбины, где удалены рабочие лопатки.

Пример 9-2.

Определим максимальную мощность которую может развивать турбина АК-4 при работе без рабочих лопаток шестой ступени.

Номинальная мощность турбины $N_s^{ном} = 4000$ кВт. Начальные параметры пара $p_0 = 35$ атм, $t_0 = 435^\circ\text{C}$. В турбине имеется двухвечная регулирующая ступень и 11 нерегулируемых ступеней. При максимальном пропуске пара в турбину $D = 19$ т/час и нормальном режиме работы давление в камере регулирующей ступени было равно $p_1 = 12,4$ атм. Давление в конденсаторе $p_k = 0,065$ атм. Турбина имеет по третьей, седьмой и девятой ступеням отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды.

Сначала подсчитываем по формуле (9-2) располагаемый теплоперепад шестой ступени при максимальном пропуске пара и нормальном режиме работы.

$$h_k = \frac{220 \cdot 1,07}{11} \frac{1,18}{1,15 \cdot 1,57} \approx 19 \text{ ккал/кг}$$

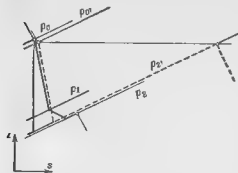
Здесь теплоперепад всех регулируемых ступеней $N_p = 220$ ккал/кг найден по is -диаграмме (фиг. 9-5), коэффициент возврата тепла в нерегулируемых ступенях взят по оценке $\alpha = 0,07$, $d_2 = 1,15$ м, $d_6 = 1,18$ м и $d_{12} = 1,37$ м — средние диаметры второй, шестой и двенадцатой ступеней, которые назовем, допустим, по чертежу.

Температуру пара после шестой ступени $t_p = 190^\circ\text{C}$ и перепад температур в ней $\Delta t = 32^\circ\text{C}$ при нормальном режиме работы можно оценить построив процесс расширения пара в is -диаграмме (фиг. 9-5). Теплоперепады в ступенях от второй до пятой находятся по формуле (9-2), внутренний к. п. д. ступеней оценивается. При этом следует иметь в виду, что температуру пара можно определить весьма приблизительно, так как ошибка в ее оценке очень мало влияет на величину снижения мощности.

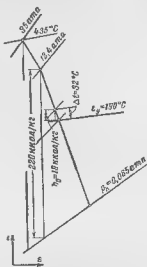
Далее определяем максимальную внутреннюю мощность, которую имела поврежденная ступень.

$$N_i^{ст} = \frac{D h_k \kappa_{ст} k}{860} = \frac{19000 \cdot 19 \cdot 0,78 \cdot 0,9}{860} \approx 300 \text{ кВт}$$

Здесь к. п. д. ступени $\kappa_{ст} = 0,78$ взят по оценке, коэффициент $k = 0,9$ позволяет ориентировочно учесть, что расход пара через шестую ступень меньше расхода в турбину на величину первого регенеративного отбора и утечки в переднее концевое уплотнение.



Фиг. 9-4. Процесс в ступени после удаления рабочих лопаток, имеющих значительную степень реакции (случай докритического истечения)



Фиг. 9-5 К примеру 9-2

Необходимое по условиям надежной работы последней ступени снижение расхода пара найдем по формуле (9-19)

$$\frac{D_1}{D} = 1 - \frac{1}{4} \frac{32}{190 + 273} = 0,983.$$

Увеличения напряжений в диафрагме разлопаченной ступени можно не опасаться, так как в промежуточных ступенях турбины степень реакции обычно невелика.

Тогда по формуле (9-13) максимальная мощность турбины при работе с разлопаченным диском должна быть снижена на величину

$$\Delta N_{\text{в}} = 300 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,983 + 4 \cdot 000 (1 - 0,983) \approx 350 \text{ квт},$$

т. е. на 9%.

Несколько особым случаем является работа конденсационной турбины без рабочих лопаток последней ступени. Обычно эта ступень имеет значительную степень реакции, поэтому после удаления лопаток следует принять меры для того, чтобы диафрагма этой ступени не была перегружена. Это можно сделать двумя путями: один путь, как было сказано ранее, сократить расход пара [формула (9-14)], учитывая, что в соплах при максимальном пропуске пара скорость, как правило, равна критической или превышает ее. При этом мощность турбины существенно снизится и определится по формуле (9-13).

Более целесообразным, не требующим тщательного контроля за давлением в конденсаторе, является другой путь — ухудшение вакуума таким образом, чтобы давление за соплами последней ступени было равно прежнему расчетному значению. В том случае, если при нормальной работе имелось место значительное расширение пара в косом срезе сопел, давление за оставшейся диафрагмой можно повысить до критического давления, т. е. до давления в горле сопел.

Расход пара при этом останется прежним, а мощность турбины уменьшится только на величину мощности последней ступени; условия же работы предыдущих ступеней не изменятся. Повысить давление в конденсаторе целесообразно в данном случае также из-за сокращения расхода на собственные нужды.

Более целесообразно удалить диафрагму последней ступени, повысив давление отработавшего пара до давления перед последней ступенью при нормальной работе. Это давление может быть определено по формуле, полученной с помощью выражения (9-3а)

$$p_0 - \frac{p_{1к}}{\epsilon_{кр}} = 58 \frac{G_k}{F_1} \text{ ата.} \quad (9-14)$$

Здесь G_k — расход пара в конденсатор, кг/сек;

F_1 — площадь сопел последней ступени, см²

Следует, однако, помнить, что значительное повышение давления в конденсаторе ведет к росту температуры пара в выхлопном патрубке турбины, что в некоторых случаях не может быть допущено. Надо также учитывать, что после удаления диафрагмы последней ступени недопустима работа турбины с нормальным вакуумом, так как рабочие лопатки и диафрагма предпоследней ступени окажутся сильно перегруженными (см. § 9-4).

Следует отметить, что из-за небольшого перепада давлений диафрагмы последних ступеней часто рассчитываются на усилия меньшие, чем допускаемые из условий прочности. Поэтому производя прочностной расчет такой диафрагмы можно допустить усилия более высокие, чем при нормальной работе турбины.

Пример 9-3.

В конденсационной турбине АЕГ мощностью 35 000 квт, с номинальными параметрами свежего пара 56 ата и 410°С происходит поломка рабочих лопаток последней 12-й ступени. Средний диаметр ступени $d = 1,85$ м, длина лопаток $l = 400$ мм. Авария была вызвана неудовлетворительной вибрационной характеристикой пакетов лопаток. Описание турбины и ее продольный разрез приведены в статьях В. А. Белявского и Г. П. Мишико в сборнике „Монтаж и эксплуатация турбин высокого давления“ [Л. 25].

Определим, до какой величины следует повысить конечное давление за турбиной и к какому снижению мощности это приведет.

Сначала определим давление пара перед соплами последней ступени. По данным эксплуатации в годографисте низкого давления идет насыщенный пар с давлением 0,66 ата. Пар отбирается после 10-й ступени. Давление пара в выхлопном патрубке $p_k = 0,067$ ата. Таким образом, располагаемый теплоперепад 11-й и 12-й ступеней составляет 80 ккал/кг. Поскольку диаметры этих двух ступеней примерно одинаковы, соплам теплоперепад последней ступени в 40 ккал/кг. Тогда давление пара перед соплами последней ступени $p_{02} = 0,225$ ата.

При таком значительном перепаде в ступени скорость пара на выходе из сопел, конечно, превосходит критическую, конечное давление можно повысить до давления в горле сопел $p_k = \epsilon_{кр} p_{02} = 0,13$ ата. С некоторым запасом конечное давление следует принять $p_k = 0,12$ ата.

Мощность турбины после удаления рабочих лопаток и ухудшения вакуума снизится на величину мощности последней ступени

$$\Delta N_{\text{в}} = \frac{D_k h_0 \eta_{01} \epsilon_{кр} \epsilon_{из,2}}{860} = \frac{118 \cdot 000 \cdot 40 \cdot 0,65 \cdot 0,98 \cdot 0,97}{860} = 3 \cdot 400 \text{ квт}$$

Здесь $D_k = 118 \text{ т/час}$ — расход пара в конденсатор, к п д. взяты по опытке

9-4. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ ДИАФРАГМЫ ОДНОЙ ИЗ СТУПЕНЕЙ

Обычно после удаления диафрагмы приходится разлопачивать диск. Если этого не делать, то в турбине могут существенно возрасти осевые усилия. Перепад давлений на диске, перед которым удалена диафрагма, может быть найден

из следующих соображений. Давление за диском определяется режимом работы последующих ступеней, давление же перед диском определяется проходными сечениями рабочих лопаток F_p , разгрузочных отверстий F_p и минимального кольца зазора F_z между лопаточным бандажем и статором.

Приближенно перепад давлений можно оценить по формуле

$$\Delta p = \frac{G^2 v}{2g F_p^2}, \quad (9-15)$$

где G — расход пара через турбину

v — удельный объем пара в камере диска,

F_p — эквивалентная проходная площадь, подсчитываемая с учетом соответствующих коэффициентов расхода:

$$F_p \approx 0,7F_2 + 0,3F_p + 0,8F_z$$

Увеличение осевого усилия в турбине при расчетном пропуске составляет величину порядка 500–4000 кг, причем верхний предел относится к первым ступеням турбин высокого давления.

Однако после удаления диафрагмы необходимо сократить расход пара (см. ниже), что приводит к уменьшению суммарного осевого усилия (см. гл. 6). При этом может оказаться, что упорное давление на подшипник не будет выше допустимого, и с этой точки зрения нет необходимости разлопачивать диск, что связано с известными трудностями. С другой стороны, если лопатки будут оставлены на диске, то к. п. д. турбины несколько снизится, так как лопатки обычно вентилируют пар, затрачивая мощность

$$N_{0x} = \frac{G_x}{102g} c_{2a} = \frac{G_x}{102g} (w_2 \cos \beta_2 - u),$$

где G_x — расход пара через лопатки, который можно ориентировочно выразить через суммарный расход:

$$G_x = \frac{0,7F_2}{0,7F_2 + 0,3F_p + 0,8F_z} G,$$

а относительная скорость выхода пара с лопаток равна

$$w_2 = \frac{G_x v}{F_2}.$$

Таким образом, решение о разлопачивании диска можно принимать только в зависимости от конкретных условий задачи.

В зависимости от того, какая диафрагма удалена: первой, промежуточной или последней ступеней — могут быть пред-

ложены различные способы изменения режима работы турбины. Рассмотрим последовательно эти случаи, предполагая, что при снятии диафрагмы разлопачивается также и диск этой ступени¹.

а) *Удалена первая нерегулируемая ступень.* В этом случае при том же пропуске пара напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках последующих ступеней практически не изменятся, а напряжения в рабочих лопатках регулирующей ступени возрастут. Однако наибольшие напряжения в этих лопатках, как указывалось ранее, возникают не при номинальном режиме, а при работе с одним полностью открытым клапаном. Работа турбины без первой нерегулируемой ступени допустима или после некоторой реконструкции парораспределения, аналогично описанной в § 7.2, или при нагужении турбины стопорным клапаном [Л. 26], если это возможно.

Мощность турбины и ее к. п. д. уменьшаются в связи с тем, что теплоперепад, который раньше срабатывался в первой нерегулируемой ступени, теперь срабатывается с более низким к. п. д. в регулирующей ступени.

Уменьшение электрической мощности подсчитывается по формуле

$$\Delta N_p = 4,19 G h_c^{sep} (\eta_{0c}^{sep} - \eta_{0c}^{reg}) \eta_m \eta_{me},$$

которую можно представить также в виде

$$\Delta N_p = N_p \frac{h_{0c}^{sep} (\eta_{0c}^{sep} - \eta_{0c}^{reg})}{h_{0c}^{reg}}. \quad (9-16)$$

Здесь N_p — мощность турбины при нормальной работе,

h_{0c}^{sep} , η_{0c}^{sep} — располагаемый теплоперепад и к. п. д. удаляемой ступени,

N_0 и η_{0c} — располагаемый теплоперепад и внутренний к. п. д. турбины;

η_{0c}^{reg} — к. п. д. регулирующей ступени.

Если турбина имеет разгрузочный поршень, то после удаления первой нерегулируемой ступени возрастет упорное давление. Это вызвано понижением давления в камере регулирующей ступени, т. е. перед разгрузочным поршнем.

б) *Удалена промежуточная ступень.* В этом случае при том же пропуске пара напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках последующих ступеней не изменятся, так как почти не изменится давление перед этими ступенями. Перераспре-

¹ Если рабочие лопатки оставлены на диске, то методика последующих расчетов не меняется, только расчет ведется не на перепад удаленной ступени, а на величину перепада ступени минус перепад на диск подсчитываемый по формуле (9-15).

деление давлений и теплоперепадов в предыдущих ступенях будет зависеть от того, работала ли ступень, предшествующая удаленной, с критическими или докритическими скоростями. Если при нормальной работе турбины скорости были равны или больше критических, то теплоперепад и перепад давлений изменятся только в этой ступени, так как давление перед ней при том же пропуске пара останется прежним. При этом перепад тепла и перепад давлений возрастут на величину перепада удаленной ступени.

Если при нормальной работе турбины скорости в ступени, предшествующей удаленной, были докритическими, то давление во всех предыдущих нерегулируемых ступенях упадет, а теплоперепады увеличатся. Больше всего возрастут перепады тепла и давлений в ступени, которая находится перед удаленной. Однако увеличение перепадов в ней будет несколько меньшим, чем в случае, когда эта ступень работала с критическими скоростями. Таким образом, после удаления промежуточной ступени (или диафрагмы промежуточной ступени) наиболее сильно возрастут напряжения в диафрагме и рабочих лопатках предшествующей ступени. При неизменном пропуске пара напряжения в рабочих лопатках (пропорциональные $h_0\eta_{0,л}$) обычно возрастут в большей степени, чем напряжения в диафрагме (пропорциональные Δp). Это объясняется тем, что рассматриваемая ступень попадает в зону более низких давлений и, следовательно, перепад тепла увеличивается сильнее, чем перепад давлений. Снижение к. п. д. на лопатках $\eta_{0,л}$ чаще всего не столь значительно, чтобы изменить вывод о большой перегрузке рабочих лопаток.

Обычно справедливо условие

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p} < \frac{h_{01}\eta_{0,л1}}{h_{01}\eta_{0,л}}. \quad (9-17)$$

В некоторых случаях, когда, например, ступень при расчетном режиме работала с очень низким значением характеристики u/c_ϕ , ухудшение к. п. д. $\eta_{0,л}$ может быть таким, что диафрагма окажется перегруженной в большей степени, чем рабочие лопатки.

Чтобы напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках не превышали допущенных заводом, необходимо сократить пропуск пара в турбину. Расход пара надо сократить так, чтобы в ступени, предшествующей удаленной, перепад давлений Δp и произведение $Oh_0\eta_{0,л}$ не превысили расчетных значений. При этом напряжения в остальных нерегулируемых ступенях наверняка будут ниже расчетных.

Сначала следует определить, как увеличилось перепад давлений Δp_1 и произведение $h_{01}\eta_{0,л1}$ после удаления ступени,

если не менять пропуск пара. Новый перепад давлений $\Delta p_1 = p_{01} - p_{21}$ можно найти по известным: расчетному давлению перед ступенью p_0 , расчетному давлению за ступенью p_2 и новому давлению за ступенью p_{21} , равному расчетному давлению за изъятой ступенью.

В том случае, если ступень имеет значительную реакцию и нельзя пренебрегать разницей между перепадами давлений на ступень и диафрагму, необходимо провести детальный расчет (см. § 2-3).

По i -диаграмме находим располагаемый теплоперепад h_{01} ступени и, подсчитав характеристики u/c_ϕ и $(u/c_\phi)_1$ для расчетного h_0 и измененного h_{01} теплоперепадов, с помощью графика фиг. 2-16 оцениваем отношение к. п. д.

Таким образом, при том же пропуске пара напряжения в диафрагме увеличатся в $\frac{p_{01} - p_{21}}{p_0 - p_{2e}}$ раз, а напряжения в рабочих лопатках в $\frac{h_{01}\eta_{0,л1}}{h_0\eta_{0,л}}$ раз.

В конденсационной турбине давление перед и за рассматриваемой ступенью будут снижаться пропорционально расходу пара. Следовательно, чтобы напряжения в диафрагме равнялись расчетным, расход пара надо уменьшить согласно формуле

$$\frac{D_1}{D} = \frac{p_0 - p_2}{p_{01} - p_{21}} \sqrt{\frac{T_{21}}{T_{22}}}. \quad (9-18)$$

Здесь T_{21} и T_{22} абсолютные температуры пара за рассматриваемой ступенью соответственно до и после сокращения расхода пара.

При снижении расхода пара располагаемый теплоперепад ступени уменьшается очень незначительно, пропорционально отношению абсолютных температур $\frac{T_{21}}{T_{22}}$, а к. п. д. на лопатках практически не меняется ($\eta_{0,л2} \approx \eta_{0,л1}$). Следовательно, чтобы напряжения в рабочих лопатках равнялись расчетным, расход пара надо сократить согласно формуле

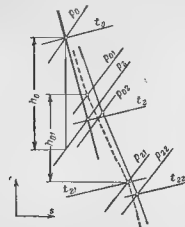
$$\frac{D_1}{D} = \frac{h_{0,л}}{h_{0,л2}} \sqrt{\frac{T_{22}}{T_{21}}} \frac{h_{01}\eta_{0,л1}}{h_{01}\eta_{0,л1}} = \frac{h_{01}\eta_{0,л1}}{h_{01}\eta_{0,л1}} \sqrt{\frac{T_{22}}{T_{21}}} \quad (9-19)$$

Новый расход пара по формулам (9-18) и (9-19) следует определять, пренебрегая сначала изменением температуры, а затем уже производить уточнение.

В некоторых случаях, если заводом можно предположить, что после удаления поврежденной ступени в соплах предыдущей ступени при том же расходе пара не возникнет кри-

тическая скорость, то формулу (9-19) можно преобразовать к более удобному виду

Отношение теплоперепадов в рассматриваемой активной ступени можно заменить отношением квадратов скоростей. В свою очередь отношение скоростей можно с помощью уравнения неразрывности выразить при том же пропуске пара через отношение удаленных объемов



Фиг. 9-6. Процесс в турбине после удаления промежуточной ступени

постоянным и расчетные формулы для определения необходимого снижения пропускка пара примут несколько иной вид

При этом расход пара обычно следует ограничивать также из условий сохранения прежних напряжений в рабочих лопатках (а не диафрагмы) ступени, предшествующей удаленной. Это, очевидно, так как в конденсационной турбине, где давление за ступенью пропорционально расходу пара и в случае, когда давление за рассматриваемой ступенью постоянно (см. § 8-3), расход пара обычно ограничивается прочностью рабочих лопаток. Указанные два случая являются крайними для рассматриваемой задачи

Вместо формулы (9-20) можно записать

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\left(\frac{p_{22}}{p_2}\right)^2 \frac{v_{0,1}}{v_{0,2}} \left(\frac{T_2}{T_{22}}\right)^2}, \quad (9-21)$$

где давление за ступенью после снижения расхода пара p_{22} (фиг. 9-6) определяется по формуле (3-2а):

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt{\frac{p_{22}^2 - p_2^2}{p_{21}^2 - p_2^2}} \sqrt{\frac{T_{21}}{T_{22}}}. \quad (9-22)$$

Здесь p_2 — противодавление турбины.

Новый расход пара находится после совместного решения уравнений (9-21) и (9-22). Решение может быть получено подбором.

Удаление промежуточной ступени также изменит режим работы регулирующей ступени, так как давление в камере последней понизится (это заключение справедливо, если в ступенях, предшествующих удаленной, не было критических скоростей). Изменение режима работы регулирующей ступени тем существеннее, чем ближе к ней удаленная ступень. Как уже указывалось, это понижение давления представляет опасность только при режиме работы с одним полностью открытым регулирующим клапаном. Если давление в камере регулирующей ступени изменилось существенно, то нельзя работать при одном открытом регулирующем клапане, а пуск турбины следует производить стопорным клапаном

Изменение мощности турбины после удаления промежуточной ступени можно подсчитать по формуле

$$\Delta N_p = N_p \left(1 - k \frac{D_1}{D}\right). \quad (9-23)$$

Здесь $\frac{D_1}{D}$ определяется по одной из формул (9-18), (9-19), (9-20) и (9-22). Коэффициент $k = 0,92 \pm 0,06$ учитывает снижение к. п. д. за счет снижения нагрузки и ухудшения к. п. д. ступени, предшествующей удаленной.

Если нет возможности произвести достаточно точный расчет необходимого ограничения расхода пара, то максимальную мощность турбины следует сократить примерно вдвое, что обеспечивает надежность работы турбины с некоторым запасом.

Действительно, наибольшее сокращение пропускка пара требуется тогда, когда ступень, предшествующая удаленной, работала с критическими скоростями истечения. Тогда располагаемый теплоперепад этой ступени увеличится приблизительно вдвое, так как теплоперепад соседних ступеней примерно равен. При таком возрастании перепада к. п. д. ступени ухудшится таким образом, что $\frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \approx 1,15$. Следовательно,

сокращение расхода пара по формуле (9-19) будет составлять $\frac{D_1}{D} = 0,54 \pm 0,58$. С учетом снижения к. п. д. турбины максимальную мощность следует уменьшить вдвое

В турбинах с противодавлением такое ограничение мощности обеспечит существенный запас, так как, во-первых, в таких турбинах ступени работают с докритическими скоростями и, во-вторых, при сокращении расхода пара в отличие от кон-

денсационных турбин будет уменьшаться тепловыход ступени

В некоторых случаях достаточно снизить мощность на 25—35%, а иногда и еще меньшей степени. Для того чтобы не сокращать больше, чем это необходимо, выработку электроэнергии, следует производить хотя бы приближенный расчет турбины.

Так, при удалении девятой ступени конденсационной турбины АК-4 (приложение 4) снижение мощности, необходимое из условий надежности работы предшествующей ступени, составит 1700 кВт, т. е. 42,5% от номинальной мощности. Такое большое снижение вызвано тем, что скорости истечения в восьмой ступени при нормальном режиме близки к критическим

В то же самое время при работе предвключенной турбины ВР 25 (приложение 3) без пятой ступени следует, исходя из условий надежности рабочих лопаток предыдущей, четвертой ступени, ограничить мощность турбины до 22000 кВт, т. е. снижение мощности составит всего 12%. Такое небольшое снижение мощности обусловлено небольшими скоростями пара в четвертой и пятой ступенях и высоким противодавлением турбины.

В некоторых случаях, когда особенно нежелательно сильное ограничение мощности турбины, можно предложить как временное мероприятие установку дроссельной диафрагмы. Следует, однако, иметь в виду, что вследствие мутя пара в дроссельной диафрагме более существенно ухудшится к. п. д. турбины

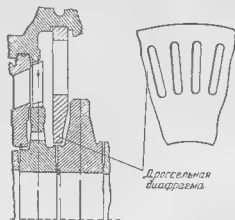
Дроссельная диафрагма должна срабатывать такой же перепад давлений, как и удаленная ступень. Ограничение расхода пара и мощности турбины, а также снижение к. п. д. будут при этом такими же, как в случае работы турбины с удаленными рабочими лопатками промежуточной ступени (см. § 9.3). Дроссельная диафрагма может быть установлена в паз изъятия диафрагмы и должна обязательно удовлетворять требованиям прочности при данных температурных условиях. На фиг. 9-7 показана конструкция дроссельной диафрагмы, установленной взамен изъятия ступени. Суммарная площадь отверстий в дроссельной диафрагме для прохода пара может быть определена по формуле

$$F = \frac{G}{2,03 \alpha \sqrt{p_0/v_0}} \quad (9-24)$$

Здесь p_0 , v_0 — параметры пара перед дроссельной диафрагмой; α — относительный расход, определяемый по таблице приложения I по отношению давлений за и до диафрагмой p_1/p_0 .

μ — коэффициент расхода, зависящий от формы и размера отверстий и перепада давлений. В круглых отверстиях с хорошо скругленной кромкой на входе $\mu = 0,9 \div 0,95$; если кромка не скруглена, то $\mu = 0,75 \div 0,85$. Так как часто оценка коэффициента расхода ориентировочна, то пропуск пара в турбину следует уменьшить несколько больше, чем по данным § 9.3, учитывая, что завышение μ против истинной величины приведет к работе предыдущих ступеней с повышенными давлениями, а занижение μ — к перегрузке предыдущей ступени

В практике встречались случаи, когда в результате аварии приходилось удалять несколько промежуточных ступеней или диафрагмы. Методика определения допустимой мощности при этом не отличается от описанной выше в этом параграфе. Однако ограничение мощности здесь столь значительно, что установка временной дроссельной диафрагмы является еще более целесообразной



Фиг. 9.7. Установка дроссельной диафрагмы взамен удаленной ступени в активной турбине

Так, в турбине Рато (описание конструкции этой турбины см. [Л. 8 стр. 124]) мощностью $A_0 = 17000$ кВт в результате аварии были удалены диафрагма седьмой ступени, диафрагма и рабочие лопатки восьмой ступени, рабочие лопатки девятой ступени. При такой поломке необходимое ограничение мощности следует устанавливать, исходя из условий прочности рабочих лопаток шестой ступени. При этом оказалось, что мощность турбины можно снизить до 6000 кВт. С целью повышения мощности турбины МО ЦКТИ была спроектирована и установлена на турбине дроссельная диафрагма. В данном случае площадь проходных сечений в этой диафрагме была рассчитана в соответствии с перепадом давлений, срабатываемым в седьмой и восьмой ступенях при нормальной работе.

После установки дроссельной диафрагмы мощность турбины снизилась на величину мощности седьмой, восьмой и девятой ступеней. Таким образом, после реконструкции максимальная мощность турбины составила не 6000, а 12000 кВт

Пример 9-4.

В конденсационной турбине АК-4 удалена диафрагма и разлопачен диск девятой ступени. Определим, как следует ограничить максимальную мощность турбины, чтобы ни в одном из элементов проточной части напряжения не превысили расчетных.

Характеристика турбины и размеры проточной части приведены в приложении 4, расчет турбины при максимальной нагрузке дан в табл. 3-2.

Необходимое сокращение пропускной способности найдем из условий прочности восьмой ступени, предшествующей удаленной. Сначала найдем теплоперепад и перепад давлений в этой ступени после удаления девятой ступени при неизменном пропуске пара $G = 4,42 \text{ кг/сек}$. Так как скорость пара в восьмой ступени близка к критической, то после изъятия девятой ступени она превысит критическую и, следовательно, воспользуемся формулой (2-89а) невязки. Поэтому давление пара p_{1k} в горле сопла восьмой ступени, равное критическому, определим по формуле (9-3а) с помощью графика фиг 9-1



Фиг 9-8. К примеру 9-4.

Сокращение расхода пара, необходимое из условий сохранения максимальных расчетных напряжений в рабочих лопатках, найдем по формуле (9-19)

$$G_1 = k_1 \frac{\gamma_{0.1} T_{21} x_{21}}{h_{0.1} \gamma_{0.1} T_{22} x_{22}} = \frac{22.2 \cdot 0.828 \cdot 355 \cdot 0.992}{43 \cdot 0.72 \cdot 343 \cdot 0.975} = 0.626.$$

Здесь $\gamma_{0.1}$ оценен по новому отношению $h_{0.1}/c_p$ с помощью фиг. 2-16 Температуру и сухость пара за ступенью после уменьшения пропускной способности T_{22} и x_{22} находим, определив сначала G_1 G без учета их изменения.

Сокращение расхода пара, необходимое из условий сохранения максимальных расчетных напряжений в диафрагме восьмой ступени, найдем предельно незначительной степенью реакции

$$\frac{G_1}{G} \frac{\Delta p}{\Delta p_1} \sqrt{\frac{T_{21} x_{21}}{T_{22} x_{22}}} = 0.624$$

Таким образом, в данном случае условия надежности как для рабочих топоток так и для диафрагмы восьмой ступени практически в одинаковой степени определяют максимально допустимый пропуск пара

Снижение мощности турбины подсчитаем по формуле (9-23)

$$\Delta N_g = 4000(1 - 0.93 \cdot 0.624) = 1700 \text{ кет},$$

т. е. 42,9% от номинальной мощности

Если на место удаленной диафрагмы установить дроссельную, то необходимое снижение мощности составит

$$\Delta N_g = k(\lambda_{10} \gamma_{10} \tau_z + (1 - k) N_g = 0.98 \cdot 331 \cdot 0.97 \cdot 0.96 - (1 - 0.98) 4000 \approx 400 \text{ кет},$$

т. е. всего 10%. Здесь к. п. д. и коэффициент k , учитывающий снижение к. п. д. и некоторое необходимое сокращение пропускной способности, приняты по оценке

в) **Удалена последняя ступень** В конденсационной турбине при неизменном вакууме расход пара после удаления последней ступени следует сократить. Это уменьшение расхода необходимо для того, чтобы диафрагма и рабочие лопатки предпоследней ступени не были перегружены. Мощность турбины при этом значительно снизится. Если позволяют температурные условия выхлопной части турбины, то следует повысить давление за последней оставшейся ступенью так, чтобы оно равнялось давлению за этой ступенью при работе с исправной проточной частью¹. Мощность турбины уменьшится в этом случае на величину мощности удаленной ступени:

$$\Delta N_g = N_g^{\text{н}} \lambda_{10} \gamma_{10} \tau_z \quad (9-25)$$

* В турбине с противодавлением, если нельзя повысить давление отработавшего пара, расход пара надо уменьшить по формуле, аналогичной формуле (8-18), так как рассматриваемый случай для оставшихся ступеней подобен работе турбины с пониженным противодавлением (см. § 8-3)

$$\frac{D_1}{D} \sqrt{\left(\frac{p_z}{p_{z-1}}\right)^2 \left(\frac{T_z}{T_x}\right)^2} \quad (9-26)$$

Здесь p_z , T_z — давление и абсолютная температура за турбиной,

p_{z-1} , T_{z-1} — параметры пара перед удаляемой ступенью при нормальном режиме работы

Мощность турбины сократится на величину

$$\Delta N_g = N_g \left(1 - k \frac{D_1}{D}\right). \quad (9-27)$$

Коэффициент k 0,95 ÷ 0,98 учитывает ухудшение к. п. д. турбоагрегата.

¹ Следует помнить, что в этом случае необходим тщательный контроль за давлением в конденсаторе, так как, наоборот, углубление вакуума при ведет к перегрузке лопаток предпоследней ступени и, возможно, к аварии машины

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

РАБОТА РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ БЕЗ ОТДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ

В этой главе рассматривается работа реактивной турбины без отдельных элементов проточной части.

Эксплуатация турбины при этом может быть допущена только после изменения режима ее работы, а в ряде случаев после некоторой реконструкции турбины. Следует отметить, что если новый режим работы выбран неправильно, то это может привести к аварии или же к чрезмерному неоправданному снижению мощности или экономичности.

В предыдущей девятой главе были рассмотрены аналогичные задачи для активной турбины. Однако в некоторых случаях выбор нового режима для реактивной турбины отличается рядом особенностей по сравнению с активной турбиной. По этому ниже будут акцентированы главным образом эти особенности.

Общий порядок расчета остается неизменным. Сначала при том же пропуске пара определяется перегрузка рабочих и направляющих лопаток, а затем находится расход пара, допустимый из условий прочности ступеней. Далее проверяются осевые усилия и возможность надежной работы упорного подшипника. Иногда оказывается необходимым или желательным вместо сокращения расхода пара предложить другие меры реконструкции: парораспределения, установку дроссельной диафрагмы, ухудшение вакуума и др.

Часто распределение теплоперепадов по ступеням неизвестно, и поэтому расчет приходится начинать с определения располагаемых теплоперепадов некоторых ступеней турбины.

Располагаемый теплопровод ступени можно определить по формуле (8-1), оценив отношение скоростей u/c_ϕ . В реактивных ступенях $u/c_\phi = 0,55 \div 0,7$. Большие значения u/c_ϕ соответствуют длинным лопаткам, т. е. последним ступеням мощных турбин, меньшие — первым ступеням турбин малой мощности.

Распределение теплоперепадов по ступеням группы можно оценить по формуле

$$h_0 \approx \frac{H_0(1 + \alpha)}{z} \frac{d_1^2}{d_1 d_z} \quad (10-1)$$

Здесь H_0 — располагаемый теплоперепад всей группы;

$\alpha = 0,01 \div 0,08$ — коэффициент возврата тепла, который может быть подсчитан по формуле (3 8),

z — число ступеней в группе;

d_1 и d_z — средние диаметры первой и последней ступени,

d — средний диаметр рассматриваемой ступени.
Эта формула пригодна, если диаметры ступеней внутри группы возрастают не слишком резко.

10-1. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ ОДНОГО ИЛИ НЕСКОЛЬКИХ РЯДОВ ЛОПАТОК ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ

Если удален один ряд направляющих лопаток промежуточной ступени, то при том же пропуске пара режим работы последующих ступеней практически не изменяется, так как давления по ступеням повысятся очень незначительно только за счет некоторого повышения температуры. Это повышение температуры вызывается ухудшением к. п. д. турбины вследствие ненормальной работы рабочих лопаток поврежденной ступени. Мощность, снимаемая с этих лопаток, резко сокращается и станет примерно равной нулю.

Действительно мощность, отдаваемая лопатками, будет

$$N_{0,1} - \frac{G_u}{102g} c_2 \cos \alpha_2 = \frac{G_u}{102g} (w_2 \cos \beta_2 - u) \approx 0,$$

так как скорость w_2 такая же, как и в расчетном случае, когда направление c_2 близко к 90° . Теплоперепад в рабочих лопатках за счет дополнительных потерь от утечки пара может стать даже отрицательным. Это означает, что ступень требует подвода мощности. В дальнейших расчетах для упрощения будем принимать, что использованный теплоперепад, а следовательно, и мощность „ступени“, работающей без направляющих лопаток, равны нулю.

В предыдущих ступенях, главным образом в ступени, предшествующей удаленному ряду, возрастут перепады тепла и давлений. Теплоперепад в этой ступени увеличится в большей степени, чем перепад давлений. Следовательно, поскольку степень реакции ступени почти не изменится, окружное усилие на лопатках увеличится больше, чем осевое. Поэтому, если расход пара сократить таким образом, чтобы окружное усилие вновь стало равно расчетному, то и полное изгибающее усилие, действующее на рабочие лопатки, не превысит расчетных значений. В других элементах проточной части напряжения также не превысят расчетных. Следовательно, расход пара надо сократить так, чтобы соблюдалось условие (см. § 3 5).

$$Dh_0 \eta_{h_0} = \text{const.} \quad (10-2)$$

Изменение располагаемого теплоперепада ступени можно найти, воспользовавшись зависимостью между расходом пара

и давлениями [формула (2-89)] для случая докритического истечения

$$\frac{p_{21}^2}{p_0^2} - \frac{p_{21}^2}{p_0^2} \frac{T_0}{T_{01}} = 1, \quad (10-3)$$

Здесь p_0 , T_0 , p_{21} — параметры пара в рассматриваемой ступени при работе с исправной прочной частью;
 p_{01} , T_{01} , p_{21} — параметры пара в этой ступени после удаления ряда направляющих лопаток.

Если до изъятия лопаток в предшествующей ступени скорость истечения была равна или превышала критическую, то перепад тепла в этой ступени возрастет на величину перепада удаляемых направляющих лопаток

Наиболее сложным является тот случай, когда ступень из докритического режима попадает после удаления после дующих лопаток в критический. Тогда задача решается последовательно. Сначала по формуле (9-3) определяется давление за ступенью p_{21} , при котором возникает критическая скорость, и по формуле (10-3) — соответствующее этому режиму давление перед ступенью p_{01}

Подсчитав для того или иного случая новый перепад давлений, находим располагаемый теплоперепад h_{01} и соответственно с изменением характеристики η/c_ϕ оцениваем к. п. д. ступени $\eta_{0,1}$ (например, по фиг. 2-17)

Необходимое сокращение расхода пара найдется по формуле (10-2).

Для конденсационной турбины вследствие того, что при снижении пропускания пара теплоперепад в ступени, а следовательно, и к. п. д. меняются незначительно, новый расход пара определяется по формуле

$$\frac{D_1}{D} = \frac{h_0}{h_{01}} \frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \frac{T_{21}}{T_{22}}. \quad (10-4)$$

Этой формулой следует пользоваться, считая сначала, что абсолютная температура пара за рассматриваемой ступенью до и после снижения пропускания пара равны $\frac{T_{21}}{T_{22}} = 1$. Затем приводим уточнение.

Если заведомо можно считать, что после удаления направляющих лопаток в предыдущей ступени при том же расходе пара не возникает критическая скорость, то формула (10-4) преобразуется в более простое приближенное выражение. Подобно тому, как это было сделано для активной ступени, можно приближенно считать, что располагаемый теплоперепад ступени пропорционален квадрату относительной скорости выхода пара с рабочих лопаток, а следовательно, при

том же пропуске пара пропорциональны квадрату отношения удельных объемов пара за ступенью

$$\frac{h_{01}}{h_0} \approx \left(\frac{v_{21}}{v_2} \right)^2 \approx \left(\frac{v_{21}}{v_2} \right)^2 \quad (10-5)$$

Тогда для конденсационной турбины аналогично формуле (9-20) получим (см. фиг. 10-1)

$$\frac{D_1}{D} = \left(\frac{v_2}{v_{21}} \right)^3 \frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \frac{T_{21}}{T_{22}} \cdot \left(\frac{p_{21}}{p_2} \right)^2 \frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \frac{T_0^2}{T_{22} T_{21}} \quad (10-6)$$

В турбинах с противодействием нет пропорциональности между расходом пара и давлениями в ступенях, поэтому следует воспользоваться формулами, аналогичными приведенным в § 9-4

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\left(\frac{p_{22}}{p_2} \right)^3 \frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \left(\frac{T_0}{T_{22}} \right)^2}, \quad (10-7)$$

где давление за ступенью, после снижения расхода пара p_{22} определяется по формуле (3-2а)

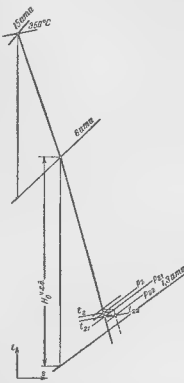
$$\frac{D_1}{D} = \sqrt{\frac{p_{22}^2}{p_{21}^2 - p_x^2} \frac{\eta_{0,1}}{\eta_{0,2}} \frac{T_{21}}{T_{22}}}. \quad (10-8)$$

Здесь p_x — противодействие турбины.

Новый расход пара находится после совместного решения этих уравнений. Решение может быть получено подбором.

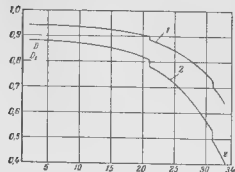
Если удален один ряд рабочих лопаток промежуточной ступени, то скорость пара, выходящего из направляющих лопаток этой ступени, полностью гасится, и теплосодержание пара перед следующей ступенью будет равно теплосодержанию перед направляющими лопатками

Изменение режима работы (при том же пропуске пара) для последующих и предыдущих ступеней будет таким же, как в случае удаления направляющих лопаток. Следовательно, наиболее сильно повысятся напряжения в направляющих лопатках, предшествующих удаленному ряду. Определение но



Фиг. 10-1 Процесс расширения пара в реактивной конденсационной турбине после удаления лопаток промежуточной ступени.

вого пропуска пара следует производить по тем же формулам, как и в случае удаления направляющих лопаток. Под $\gamma_{0,1}$ можно условно понимать „к. п. д.“ обращенной ступени, состоящей из рабочих лопаток предыдущей ступени и направляющих лопаток поврежденной ступени. Отношение $\gamma_{0,1}$ оценивается по фиг. 2-17, при этом η/ζ_ϕ подсчитывается по теплоперепадам обращенной ступени.



Фиг. 10.2. Необходимое относительное сокращение расхода пара при удалении лопаток промежуточных ступеней в реактивной турбине АК 12 в зависимости от номера разобщенной ступени
1 — удален один ряд лопаток 2 — удалены два ряда лопаток.

отношение будет тем меньше, чем ниже давление пара в ступени.

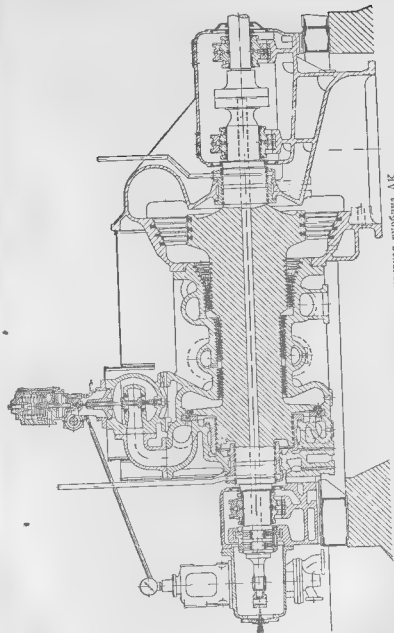
На фиг. 10.2 для примера показано необходимое относительное сокращение расхода пара после удаления одного ряда лопаток (кривая 1) в реактивной турбине АК-12 фирмы Сименс Шуккерт. Параметры свежего пара: $p_0 = 23 \text{ атм}$, $t_0 = 365^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,055 \text{ атм}$.

Продольный разрез этой турбины представлен на фиг. 10.3.

Определим, как снизится максимальная мощность турбины при работе ее без одного ряда лопаток промежуточной ступени. Мощность турбины упадет главным образом за счет сокращения расхода пара. Уменьшение мощности можно считать по формуле

$$\Delta N_s = N_s \left(1 - k \frac{D_1}{D} \right). \quad (10-9)$$

Здесь коэффициент $k = 0,92 \pm 0,98$ учитывает снижение к. п. д. за счет снижения нагрузки и вследствие того, что остающийся в поврежденной ступени ряд лопаток не дает полезной



Фиг. 10-3 Конденсационная реактивная турбина АК

мощности. Коэффициент k тем меньше, чем ближе поврежденная ступень к последней ступени турбины, так как при этом ее теплосепарат возрастает и необходимое сокращение расхода пара становится значительнее.

Рассмотрим теперь случаи удаления *нескольких рядов лопаток промежуточных ступеней* реактивной турбины.

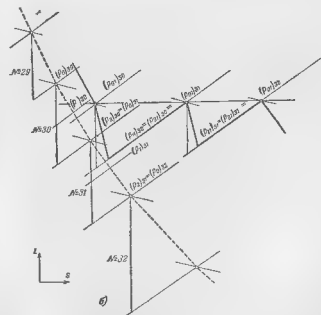
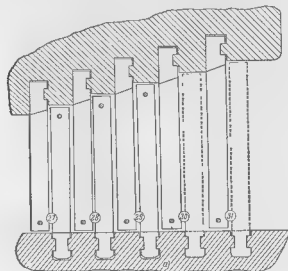
Если удаленные ряды располагались один за другим, то методика расчета не отличается от описанной выше. По-прежнему, что сокращение расхода пара в этом случае будет более значительным. Для примера на фиг. 10-2 показано, как следует сократить расход пара после удаления двух последовательно расположенных рядов лопаток в турбине АК-12 (кривая 2).

Если удаленные ряды располагались не последовательно один за другим, как, например, при удалении рабочих лопаток двух или нескольких соседних ступеней, то расчет ведется следующим образом. Пусть в турбине АК 12 (фиг. 10-3), имеющей 34 реактивные ступени, удалены рабочие лопатки 30 и 31-й ступеней. Схема поврежденной проточной части и процесс в i -диаграмме при расчетном пропуске пара показаны на фиг. 10-4. При том же расходе пара давление перед 32-й ступенью практически не изменится. Таким образом, направляющие лопатки 31-й ступени окажутся перегруженными, так как давление за ними по сравнению с расчетным режимом понизится и станет равным давлению перед 32-й ступенью. Давление же перед этими направляющими лопатками также понизится. Направляющие лопатки 30-й ступени перегрузятся в еще большей степени потому, что давление за ними упадет не только на величину перепада давлений в рабочих лопатках этой ступени, но и дополнительно вследствие понижения давления перед направляющими лопатками 31-й ступени.

Все остальные элементы проточной части будут перегружены в меньшей степени. Следовательно, необходимо ограничение расхода пара надо производить, исходя из условий прочности направляющих лопаток 30-й ступени. Расчет производится последовательно: сначала определяется давление перед направляющими лопатками 31-й ступени при том же пропуске пара, а затем перед направляющими лопатками 30-й ступени. Расчет можно вести либо при помощи сетки расходов, либо пользуясь приближенными формулами.

Снижение мощности подсчитывается по формуле (10-9), причем сокращение расхода пара будет большим, чем в случае удаления одного ряда лопаток, а ухудшение к п. д. будет зависеть и от комбинации изъятых рядов лопаток.

Отметим, что после удаления промежуточных рядов лопаток несколько понижается давление в камере регулирующей



ступени, что может привести к перегрузке рабочих лопаток регулирующей ступени при работе с одним полностью открытым клапаном и к изменению упорного давления (см. § 10.5). Однако давление в камере регулирующей ступени снизится только в том случае, если удалено несколько рядов лопаток, расположенных достаточно близко к регулирующей ступени.

Пример 10-1.

В конденсационной турбине Броуи-Бюери мощностью 85 000 *квт* после аварии были удалены рабочие лопатки 12-й ступени части среднего давления (ч. с. д.). Определить необходимо по условиям надежного снижения мощности турбины.

Описание турбины и ее проточную часть см. [Л. 8]. Параметры свежего пара $p_0 = 15 \text{ атм}$, $t_0 = 350^\circ \text{С}$. Расход свежего пара $D = 430 \text{ т/час}$. По данным эксплуатации давление пара перед ч. с. д. 6 атм, за ч. с. д. 1,3 атм. Число оборотов $n = 1500 \text{ об/мин}$. В части среднего давления всего 14 ступеней: 6 паров ротора ч. с. д. постоянного диаметра.

Расчет надо производить при отсутствии подпаянных лопаток по турбине. Средние диаметры первой и последней ступеней ч. с. д. примерно равны $d_1 = 1,80 \text{ м}$ и $d_{14} = 2,05 \text{ м}$.

Оценив к. п. д., ч. в. д. и ч. с. д., найдем состояние пара перед и за ч. с. д. (фиг. 10.1). По формуле (10.1) подсчитаем теплоперепад 14, 13 и 12-й ступеней, приняв, что средние диаметры ступеней в ч. с. д. меняются примерно линейно. Так, для 12-й ступени

$$h_{12} = \frac{71(1 + 0,03)}{14} \cdot \frac{2,01^2}{1,8 \cdot 2,05} = 5,73 \text{ ккал/кг}$$

Здесь $H_0 = 71 \text{ ккал/кг}$ — располагаемый теплоперепад ч. с. д.; $\alpha = 0,03$ — коэффициент возврата тепла, определенный по формуле (3.11).

Если уменьшение расхода пара подсчитать из условий постоянства усилия P_R в направляющих лопатках 12-й ступени, то следует воспользоваться формулой (10-6)

$$\frac{D_1}{D} = \left(\frac{1,69}{1,8} \right)^{\frac{436^2}{424 \cdot 431}} \approx 0,91$$

Здесь температура $T_{22} = 424^\circ \text{К}$ взята по предварительной оценке.

Такое снижение расхода пара заведомо уменьшает полное изгибающее усилие в направляющих лопатках 12-й ступени. Условие постоянства осевой составляющей этого усилия позволяет ограничить пропуск пара до

$$D \approx \frac{\Delta p}{\Delta p_1} = \frac{p_{21}}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T_{21}}$$

При известной высоте лопаток можно подсчитать, как следует уменьшить расход пара, чтобы полное изгибающее усилие $P = \sqrt{F_a^2 + F_c^2}$ не превысило максимальной расчетной величины. Такой расчет можно выполнить подбором. В данном случае необходимо сокращение расхода пара составит $\frac{D}{D_1} = 0,94$.

Соответственно этой величине по формуле (10-9) определим уменьшение мощности турбины

$$\Delta N_p = 85 000(1 - 0,98 \cdot 0,94) = 6 720 \text{ кВт}$$

Принимая во внимание приближенность расчета в связи с отсутствием полных данных по турбине, следует снизить мощность на 8 000 *квт*.

Если вести расчет по формуле (10-6), т. е. по условию постоянства P_R , то уменьшение мощности турбины составит 9 200 *квт*.

10.2. УСТАНОВКА ДРОСЕЛЬНЫХ ДИАФРАГМ

При удалении нескольких рядов лопаток промежуточных ступеней приходится значительно ограничивать мощности турбины. Во многих случаях для повышения максимально допустимой мощности целесообразной является установка дроссельной диафрагмы. Дроссельная диафрагма устанавливается так, что она срабатывает перепад давлений удаляемых ступеней и тем самым при расчетном пропуске пара предыдущие лопатки не перегружаются. Однако при этом обычно приходится незначительно (на 1–2%) сокращать расход пара в связи с небольшой перегрузкой последней ступени из-за повышения температуры пара, вызванного удалением ступени (пар не совершает работу в камере дроссельной диафрагмы).

Для определения площади проходного сечения диафрагмы необходимо знать параметры пара перед удаляемыми ступенями p_0 , v_0 и давление за ними p_1 при расчетном пропуске пара. Для этого следует оценить располагаемые перепады ступеней, как это указано выше, и к. п. д. отсеков турбины согласно § 3-4.

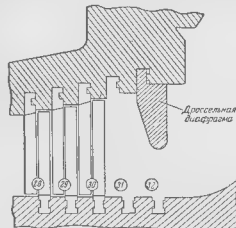
Площадь проходного сечения диафрагмы равна

$$F = \frac{G}{2,03 \mu \sqrt{p_0} v_0} \quad (10.10)$$

Здесь α — относительный расход, определяемый по таблице приложения 1 по отношению $\frac{p_1}{p_0}$;

μ — коэффициент расхода, зависящий от формы и размера отверстий и перепада давлений.

Если диафрагма устанавливается в корпусе турбины (фиг. 10-5 и 10-6), то пар проходит через кольцевой зазор между диафрагмой и барабаном. Диафрагма может быть выполнена также с отверстиями, расположенными по окружно-



Фиг. 10.5. Установка дроссельной диафрагмы в реактивной турбине Сименс Шуккерт мощностью 12 000 *квт* после удаления 31 и 32-й ступеней

сти¹. В этих случаях коэффициент расхода колеблется в пределах $\mu = 0,7 \div 0,9$.

Если удалены, например, первые ступени ч. н. д. многокорпусной турбины, то дроссельную диафрагму удобно установить в перепускном ресивере. Тогда она может быть выполнена в виде нормальной измерительной диафрагмы, и расчет ее может быть произведен по соответствующим нормам (см., например, [Л. 23]).

Следует учитывать, что при установке дроссельной диафрагмы меняется упорное давление, поэтому перед установкой диафрагмы необходимо произвести расчет и выяснить допустимость нового режима работы, исходя из условий надежности упорного подшипника.

Если дроссельная диафрагма устанавливается в корпусе на место удаленных лопаток, то осевое усилие, действующее на данный ротор, уменьшится на величину суммарного осевого усилия удаляемых рабочих лопаток. Обычно это изменение невелико.

Фиг. 10-6 Установка дроссельной диафрагмы в реактивной турбине мощностью 25 000 кват после удаления 11-й ступени.

Если же дроссельная диафрагма устанавливается в перепускном ресивере, то упорное усилие может существенно измениться, так как меняется давление в подводящем (или отводящем) патрубке соответствующего корпуса, а следовательно, и усилие, действующее на торце барабана. Обычно можно достаточно просто оценить изменение осевого усилия.

Как уже было сказано, установка дроссельной диафрагмы позволяет сократить мощность турбины не столь сильно, как это требовало бы при работе без реконструкции.

В табл. 10-1 приведены мощности нескольких реактивных турбин после установки дроссельных диафрагм вместо удаленных ступеней. Там же приводятся расчетные значения максимально допустимой мощности после удаления лопаток без установки дроссельных диафрагм. Дроссельные диафрагмы на этих турбинах были установлены канд. техн. наук Д. П. Варшавским.

¹ Такая конструкция диафрагмы может вызвать значительную вибрацию последующих лопаток. Однако в практике известны случаи надежной работы турбины с такими диафрагмами.

Таблица 10-1

№	Мощность	Число ступеней в турбине	Порядковый номер удаленных ступеней	Допустимая мощность после удаления	Допустимая мощность после установки дроссельной диафрагмы
	квт			квт	квт
1	12 000	34	31 и 32	6 500	10 500
2	25 000		11	12 500	20 000
3	50 000		1—7 ч. н. д. (и обтек потоков)	15 000	35 000
4	50 000		1 11 и 12 (в обтек потоков)	0	25 000

Уменьшение максимальной мощности турбины после установки диафрагмы можно оценить по формуле

$$\Delta N_s = k \Sigma N_i^{cm} \eta_{\lambda} \eta_{\rho} + (1 - k) N_s \quad (10-11)$$

Здесь ΣN_i^{cm} — суммарная внутренняя мощность удаляемых ступеней; коэффициент k $0,96 \div 0,99$ учитывает ухудшение $\eta_{\lambda} \eta_{\rho}$ из-за снижения мощности и некоторое необходимое сокращение пропускания пара. Коэффициент k тем меньше, чем больше число удаляемых рядов лопаток.

Отметим, что в большинстве случаев при установке дроссельной диафрагмы к. п. д. турбогенератора будет ниже, чем при работе без диафрагмы, но с пониженным расходом

10-3. УДАЛЕНИЕ СТУПЕНЕЙ В ТУРБИНАХ С РАЗДВОЕННЫМ ПОТОКОМ ПАРА

Удаление лопаток в ч. н. д. турбин с раздвоенным потоком пара имеет некоторые особенности. Если изъяты симметрично расположенные ряды лопаток, то расчет турбины и необходимое изменение режима работы не отличаются от рассмотренного выше. Если же произведено несимметричное удаление (фиг. 10-7), то поток пара в левой и правой частях перераспределяется. Для того чтобы выяснить перегрузку элементов проточной части и изменение осевого усилия, необходимо сначала найти это перераспределение при том же суммарном расходе пара.

Сначала определяем зависимость между давлением перед ч. н. д. p_c и расходом пара в левую D^I и правую D^{II} проточную части. Эта зависимость выражается прямой пропорциональностью, так как раздвоенные потоки пара происходят только в конденсационных турбинах

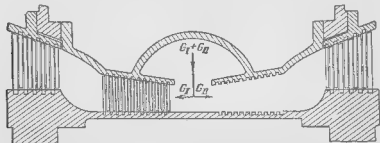
В неповрежденной проточной части (пусть это будет левая часть) указанная пропорциональность запишется в виде

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{D^I}{D}$$

Для проточной части с удаленными лопатками

$$\frac{p_{01}}{p_0} = \frac{D^{II}}{D}$$

В этих формулах D — половинный пропуск пара в ч. н. д. до повреждения, т. е. расход пара в левую или правую часть



Фиг. 10-7. Несимметричное удаление лопаток в реактивной турбине с раздвоенным потоком пара

при давлении перед ч. н. д. p_{01} ; D^I и D^{II} — расходы пара при давлении перед ч. н. д. p_{01} . Как было указано выше, $D^I + D^{II} = 2D$; p_0 — то давление перед ч. н. д., при котором расход пара через поврежденную (правую) проточную часть равен расчетному D .

Тогда давление перед ч. н. д. после удаления лопаток при прежнем пропуске пара будет равно

$$p_{01} = 2 \frac{p_0 p_0}{p_{01} + p_0} \quad (10-12)$$

Увеличение расхода через поврежденную проточную часть найдется по формуле

$$\frac{D^{II}}{D} = \frac{2p_0}{p_{01} + p_0} \quad (10-13)$$

а уменьшение расхода пара через исправную проточную часть — по формуле

$$\frac{D^I}{D} = \frac{2p_0'}{p_0 + p_0'} \quad (10-14)$$

Таким образом, при работе турбины с прежним пропуском пара окажутся перегруженными не только ступени, предшествующие удаленным, за счет понижения давления за ними, но и все оставшиеся лопатки в неисправной раздвоенной проточной части за счет увеличения пропуска пара через нее.

При удалении промежуточного ряда лопаток или ступени раздвоенной части наиболее перегруженным окажется предшествующий ряд лопаток, так как через него возрастет расход, а за ним наиболее существенно понизится давление.

Расход пара надо сократить так, чтобы напряжения в лопатках наиболее перегруженного ряда не превысили расчетных.

Следует отметить, что в двухпоточной ч. н. д. осевые усилия были уравновешены. После несимметричного удаления лопаток эта уравновешенность нарушается и поэтому необходима оценка изменения упорного давления.

Если имеется возможность, то следует на место удаленных рядов поставить дроссельную диафрагму.

Пример 10-2.

В конденсационной реактивной турбине Броун-Бопери мощностью $N_b = 44000$ квт с числом оборотов $n = 1500$ об/мин после повреждений пришлось удалить рабочие и направляющие лопатки второй ступени ч. н. д., имеющей раздвоенный выпуск пара. Найдём необходимое по условиям на дежности сокращение расхода пара.

По данным эксплуатации известны параметры пара в перепускных ресиверах из ч. н. д. турбины имеет три кортуса) $p_0 = 10$ атм, $t_0 = 105^\circ \text{C}$ и давление в конденсаторе $p_K = 0,037$ атм при максимальной пропуске пара.

В каждом потоке ч. н. д. имеется девять реактивных ступеней со средним диаметром от $d_1 = 2,49$ м до $d_9 = 2,88$ м.

По is диаграмме определяем разностатический теплотерпад ч. н. д. $H_0 = 112$ ккал/кг и по формуле (3-4) находим коэффициент возврата тепла

$$\alpha = 0,12 (1 - 0,83) \frac{112}{100} = 0,02$$

Тогда располагаемые теплотерпады первой и второй ступеней ч. н. д. можно определить по формуле (10-1)

$$\begin{aligned} \text{первая ступень ч. н. д. } H_1 &= \frac{112 (1 + 0,02)}{9} \cdot \frac{2,49^2}{2,49 \cdot 2,58} = 12,2 \text{ ккал/кг} \\ \text{вторая ступень ч. н. д. } H_2 &= \frac{112 (1 + 0,02)}{9} \cdot \frac{2,50^2}{2,49 \cdot 2,58} = 12,3 \text{ ккал/кг} \end{aligned}$$

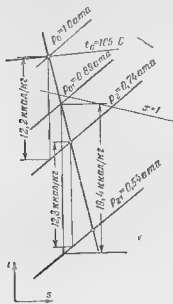
Далее строим процесс в is диаграмме (фиг. 10-8) и находим давление пара за второй ступенями при нормальной работе и максимальном пропуске пара $p_2 = 0,74$ атм и $p_2 = 0,54$ атм.

Найдём теперь то давление перед ч. н. д., при котором исходный пар через поврежденную проточную часть равен максимальному расчетному значению. Для этого воспользуемся формулой (2-8а), заменив ее для первой ступени

ч. п. д. и учитывая, что после удаления второй ступени давление за первой ступенью при том же пропуске пара повысится до $P_{21} = 0,54 \text{ атм}$

$$P_0^* = \sqrt{(1,0^2 - 0,74^2) + 0,54^2} = 0,891 \text{ атм.}$$

После этого можно произвести уточнение, приняв во внимание, что при понижении давления перед ч. п. д. с $P_0 = 1,0 \text{ атм}$ до $P_{01} = 0,891 \text{ атм}$ температура пара перед ч. п. д. снизится с $t_0 \approx 105^\circ \text{C}$ до $t_{01} \approx 95^\circ \text{C}$



Фин. 10.8. К примеру 10-3

Здесь $h_0 = 19,4 \text{ ккал/кг}$ — рассчитываемый теплоперепад первой ступени после удаления второй ступени (найдем по из диаграмме между изобарами $P_{01} = 0,891 \text{ атм}$ и $P_2 = 0,54 \text{ атм}$). Влиянием изменения к. п. д. в данном случае можно пренебречь.

В этом случае, если произвести симметричное удаление второй ступени необходимое сокращение расхода пара будет равно:

$$\frac{G_1}{G} = 0,629 - 1,057 = 0,666$$

10-4. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ ОДНОГО ИЛИ НЕСКОЛЬКИХ РЯДОВ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ

При удалении одного или нескольких последних рядов лопаток наиболее сильно возрастают напряжения в последнем оставшемся ряду лопаток.

Необходимое сокращение расхода пара для турбин с противодавлением можно найти по формуле, аналогичной формуле (8-18), поскольку рассматриваемый случай для оставшихся

ступеней подобен работе турбины с пониженным конечным давлением:

$$\frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\left(\frac{P_z}{P_{z-1}}\right)^2 \left(\frac{T_z}{T_{z-1}}\right)^2}. \quad (10-15)$$

Здесь P_z и T_z — давление и абсолютная температура пара за турбиной,

P_{z-1} и T_{z-1} — параметры пара перед удаляемыми рядами лопаток при нормальном режиме работы.

Напомним, что формула (10-15) применима только в том случае, когда после удаления ступеней в предшествующем ряду лопаток при том же пропуске пара нет расширения в косом срезе

Последнее может возникнуть, если число удаляемых рядов велико. В этом случае, а также при удалении последних лопаток конденсационной турбины, где обычно будет иметь место расширение пара в косом срезе, необходимое сокращение расхода пара приходится определять подбором.

Расход пара следует уменьшить так, чтобы для последней оставшейся ступени соблюдалось условие

$$\frac{D h_0 \eta_{\text{мд}}}{D h_{\text{вх}}} = 1. \quad (10-16)$$

После необходимого сокращения расхода пара мощность турбины уменьшится на величину

$$\Delta N_b = N_b \left(1 - k \frac{D_1}{D}\right). \quad (10-17)$$

Коэффициент $k = 0,9 - 0,98$ учитывает ухудшение к. п. д. турбоагрегата из-за уменьшения нагрузки и будет тем меньше, чем больше число удаленных рядов

В конденсационной турбине вместо сокращения пропуски пара целесообразнее повысить давление в конденсаторе так, чтобы давление за последней оставшейся ступенью было таким же, как при нормальной работе. В этом случае мощность турбины снизится только на величину мощности удаляемых ступеней

$$\Delta N_b = \eta_{\text{мд}} \eta_{\text{с}} \Sigma N_i^{\text{см}} \quad (10-18)$$

и будет больше, чем при поддержании прежнего вакуума и необходимого по условиям прочности сокращения пропуски пара. Кроме того, сократится расход энергии на собственные нужды.

Однако следует иметь в виду, что углубление вакуума до прежней величины вызовет перегрузку лопаток и может привести к аварии. Повышение давления в конденсаторе допу-

сгнимо только в том случае, если можно поддерживать его на новом уровне.

Кроме того, как уже отмечалось выше, значительное ухудшение вакуума может привести к недопустимым температурным условиям выходной части и к вибрации подшипников. Поэтому в некоторых случаях нельзя повысить давление отработавшего пара до необходимой величины и в связи с этим приходится идти на частичное сокращение пропуска пара.

После удаления последних рядов лопаток изменятся осевые усилия в турбине. Это изменение зависит от конструкции ротора, наличия разгрузочного поршня и нового режима эксплуатации. В некоторых случаях может возникнуть упорное давление, направленное в сторону, противоположную по току пара. Вообще, как правило, эксплуатация турбины без последних ступеней может быть допущена только после соответствующей проверки надежности работы упорного подшипника.

10-5. РАБОТА ТУРБИНЫ БЕЗ ОДНОГО ИЛИ НЕКОЛЬКИХ РЯДОВ ЛОПАТОК ПЕРВЫХ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ СТУПЕНЕЙ

После удаления одного или нескольких рядов лопаток первых нерегулируемых ступеней напряжения в рабочих и направляющих лопатках последующих ступеней практически не изменяются.

При том же расходе пара давление перед оставшимися реактивными ступенями повысится по сравнению с расчетным очень незначительно: только из-за повышения температуры пара, вызванного ухудшением к. п. д. регулирующей ступени (фиг. 10-9). Следовательно, давление в камере регулирующей ступени упадет примерно на величину перепада давлений в удаляемых ступенях.

Располагаемый теплоперепад в регулирующей ступени, а значит, и напряжения в ее рабочих лопатках возрастут. Однако, как указывалось ранее, наибольшие изгибающие напряжения в этих лопатках возникают не при максимальном пропуске пара, а при работе с одним полностью открытым клапаном. Если число удаляемых ступеней велико, то следует проверить, допустима ли работа лопаток с максимальным пропуском пара, т. е. выполняется ли условие

$$h_{01} \leq h_0^* \quad (10-19)$$

Здесь h_{01} — располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при максимальном пропуске пара и при работе без первых нерегулируемых ступеней;

h_0^* — располагаемый теплоперепад регулирующей ступени при работе с одним полностью открытым клапаном и нормальном состоянии проточной части

Если условие (10-19) не выполняется, то работа турбины с номинальными начальными параметрами не допустима. Но если это условие и выполняется, то лопатки регулирующей ступени все же окажутся перегруженными при частичном пропуске пара. В зависимости от числа изъятых рядов лопаток первых нерегулируемых ступеней может оказаться опасным режим работы не только с одним полностью открытым клапаном, но и с большим пропуском пара. Поэтому необходима или некоторая реконструкция парораспределения [см. § 7-2] или, если возможно, нагружение турбины стопорным клапаном [Л 26].

Уменьшение мощности турбины можно подсчитать по той же формуле, как и в случае удаления первой нерегулируемой ступени в активной турбине (см. § 9-4)

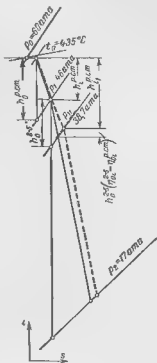
$$\Delta N_a \approx N_0 \frac{(h_{01}^{пер} - h_{01}^{рег}) \eta_{01}^{пер}}{h_{01}^{пер}} \quad (10-20)$$

Здесь N_0 — мощность турбины при нормальной работе,

$\Sigma h_0^{пер}$ и $\eta_{01}^{пер}$ — сумма располагаемых теплоперепадов и к. п. д. удаляемых реактивных ступеней,

h_0 и η_{01} — располагаемый теплоперепад и внутренний к. п. д. турбины,
 $\eta_{01}^{рег}$ — к. п. д. регулирующей ступени

Удаление первых нерегулируемых ступеней в реактивной турбине вызывает изменение упорного давления. Действительно, осевое усилие, направленное по потоку пара, уменьшается по величине осевого усилия, действующего на удаленные рабочие лопатки, а также, если барабан выполнен коническим, на величину усилия, действующего на часть барабана, где располагались удаленные лопатки. Но одновременно в большей степени уменьшится обратное усилие, действующее на разгрузочный поршень. Изменится также осевое



Фиг. 10-9 Процесс в реактивной турбине после удаления лопаток первых нерегулируемых ступеней.

усилие в регулирующей ступени. Оценку изменения упорного давления следует производить по формулам, приведенным в гл. 6

Пример 10-3.

В предвключенной турбине после аварии были удалены лопатки первых четырех нерегулируемых ступеней. Определить снижение мощности и произведем оценку изменения осевого усилия при работе турбины без поврежденных лопаток.

Номинальная мощность турбины 12 800 квт. Параметры свежего пара $p_0 = 60 \text{ атм}$, $t_0 = 435^\circ \text{C}$, противодавление $p_z = 17 \text{ атм}$. Проточная часть состоит из одновентной регулирующей ступени и 21 реактивной ступени. Диаметр регулирующей ступени $d_p = 1 \text{ м}$, реактивные лопатки расположены на барабане постоянного диаметра. Число оборотов турбины $n = 3000 \text{ об/мин}$.

Сначала определим давление пара за удаляемыми ступенями при нормальной работе. Располагаемый теплоперепад регулирующей ступени найдем по формуле (9-1), оценим отношение $\psi/\psi_{\text{ф}} = 0,42$

$$h_0^{\text{рег}} = 2,94 \left(\frac{1}{0,42} \right)^2 = 16,7 \text{ ккал/кг}$$

Приняв к. п. д. регулирующей ступени $\eta_{\text{ст}}^{\text{рег}} = 0,68$ и к. п. д. реактивных ступеней $\eta_0 = 0,83$, построим в $h-s$ диаграмме (фиг. 10-9) процесс расширения пара в турбине.

Так как в реактивной части из-за высокого противодавления турбины средний диаметр ступеней меняется очень мало, примем, что во всех реактивных ступенях теплоперепады одинаковы. Тогда располагаемый теплоперепад в удаленных ступенях составит

$$h_0^{\text{уд}} = \frac{h_0^{\text{рег}}}{21} = 62,7 (1 + 0,03) = 12,3 \text{ ккал/кг}$$

Здесь $h_0^{\text{уд}} = 62,7 \text{ ккал/кг}$ — располагаемый теплоперепад реактивной части $\alpha = 0,03$ — коэффициент возврата тепла

При давлении в камере регулирующей ступени $p_1 = 46 \text{ атм}$ давление за удаляемыми лопатками составило $p_2 = 38,7 \text{ атм}$.

После изъятия поврежденных ступеней давление пара за регулирующей ступенью составит $(p_1)_{\text{н}} = p_2 = 38,7 \text{ атм}$.

Тогда уменьшение мощности найдется по формуле (10-20)

$$\Delta N_g = 128000 \frac{(0,83 - 0,68) \cdot 12,3}{64,8} = 365 \text{ квт.}$$

При известных размерах барабана, разгрузочного поршня и высотах лопаток удаленных ступеней можно определить изменение упорного давления. В данном случае усилие, действовавшее на рабочие лопатки реактивных ступеней уменьшится на 4 т, а усилие на разгрузочный поршень — на 10 т. Таким образом, в случае полной разгрузки осевого усилия при нормальной работе турбины после удаления поврежденных ступеней появится усилие, направленное по потоку пара и равное 6 т.

Кроме того, происходит перегрузка лопаток регулирующей ступени, что требует или изменения системы парораспределения или изменения режима пуска турбины.

ПРИЛОЖЕНИЯ

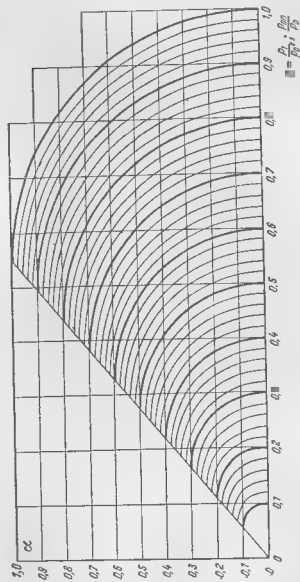
Приложение 1

ТАБЛИЦА ОТНОСИТЕЛЬНЫХ РАСХОДОВ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА
ПРИ ИСТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ СУЖИВАЮЩИЕСЯ СОПЛА

κ	0 000	0 001	0 002	0 003	0 004	0 005	0 006	0 007	0 008	0 009
0 55	1,000	1 000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1 000	1,000
0 56	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
0 57	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,997	0,997
0 58	0,997	0,997	0,997	0,997	0,996	0,996	0,995	0,996	0,996	0,995
0 59	0,995	0,995	0,995	0,994	0,994	0,994	0,993	0,993	0,993	0,993
0 60	0 992	0,992	0,992	0,992	0,992	0,991	0,991	0,991	0,990	0,990
0 61	0,990	0,989	0,989	0,989	0,988	0,988	0,987	0,987	0,987	0,987
0 62	0,986	0,986	0,986	0,985	0,985	0,984	0,984	0,983	0,983	0,983
0 63	0,982	0,982	0,982	0,981	0,981	0,980	0,980	0,979	0,979	0,979
0 64	0,978	0,978	0,977	0,977	0,976	0,976	0,975	0,975	0,974	0,974
0 65	0,973	0,973	0,972	0,972	0,971	0,971	0,970	0,970	0,969	0,969
0 66	0,968	0,968	0,967	0,966	0,966	0,965	0,964	0,964	0,963	0,963
0 67	0,962	0,961	0,961	0,960	0,959	0,958	0,957	0,957	0,956	0,956
0 68	0,955	0,954	0,954	0,953	0,952	0,951	0,950	0,950	0,949	0,949
0 69	0,948	0,947	0,947	0,946	0,945	0,944	0,944	0,943	0,942	0,941
0 70	0,940	0,940	0,939	0,938	0,937	0,936	0,935	0,934	0,933	0,933
0 71	0,932	0,931	0,930	0,930	0,929	0,928	0,927	0,926	0,925	0,924
0 72	0,923	0,922	0,921	0,920	0,919	0,918	0,917	0,916	0,915	0,914
0 73	0,913	0,912	0,911	0,910	0,909	0,908	0,907	0,906	0,905	0,904
0 74	0,903	0,902	0,901	0,900	0,899	0,898	0,897	0,896	0,894	0,893
0 75	0,892	0,891	0,890	0,889	0,888	0,887	0,886	0,885	0,883	0,882
0 76	0,881	0,880	0,879	0,878	0,877	0,875	0,874	0,873	0,872	0,871
0 77	0,869	0,868	0,867	0,866	0,864	0,863	0,862	0,860	0,859	0,858
0 78	0,856	0,855	0,854	0,852	0,851	0,850	0,849	0,847	0,846	0,844
0 79	0,843	0,842	0,840	0,839	0,837	0,836	0,834	0,833	0,832	0,830
0 80	0,828	0,827	0,825	0,824	0,823	0,821	0,819	0,818	0,816	0,815
0 81	0,813	0,811	0,810	0,808	0,807	0,805	0,803	0,802	0,800	0,799
0 82	0,797	0,795	0,794	0,792	0,791	0,789	0,787	0,786	0,784	0,782
0 83	0,780	0,778	0,777	0,775	0,773	0,771	0,769	0,768	0,766	0,764
0 84	0,762	0,760	0,758	0,756	0,754	0,752	0,750	0,748	0,746	0,744
0 85	0,742	0,740	0,738	0,736	0,734	0,732	0,730	0,728	0,726	0,724
0 86	0,722	0,720	0,718	0,715	0,713	0,711	0,709	0,707	0,704	0,702
0 87	0,700	0,698	0,696	0,693	0,691	0,689	0,687	0,684	0,682	0,680
0 88	0,677	0,675	0,672	0,670	0,667	0,665	0,662	0,660	0,657	0,655
0 89	0,652	0,650	0,647	0,643	0,642	0,639	0,637	0,634	0,631	0,629
0 90	0,626	0,623	0,620	0,618	0,615	0,612	0,609	0,606	0,603	0,600
0 91	0,597	0,594	0,591	0,588	0,585	0,582	0,579	0,575	0,572	0,569
0 92	0,566	0,563	0,559	0,556	0,553	0,550	0,546	0,543	0,540	0,536
0 93	0,533	0,529	0,526	0,522	0,519	0,515	0,511	0,508	0,504	0,500
0 94	0,496	0,492	0,488	0,484	0,480	0,476	0,472	0,467	0,463	0,459
0 95	0,455	0,451	0,447	0,442	0,438	0,433	0,429	0,424	0,420	0,415
0 96	0,410	0,405	0,400	0,395	0,390	0,385	0,379	0,374	0,368	0,363
0 97	0,357	0,351	0,345	0,339	0,333	0,327	0,321	0,314	0,307	0,300
0 98	0,293	0,286	0,278	0,271	0,263	0,255	0,246	0,237	0,228	0,218
0 99	0,209	0,198	0,187	0,175	0,162	0,143	0,132	0,116	0,093	0,066

Приложение 2

СЕТКА РАСХОДОВ ДЛЯ СУЖИВАЮЩИХСЯ СОПЕЛ



ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПРЕДВКЛЮ

Номинальная мощность $N_p = 25\,000$ квт. Число оборотов $n = 3\,000$ об/мин.
Начальные параметры: давление $p_0 = 90$ ата, температура $t_0 = 700^\circ\text{C}$,
теплосодержание $i_0 = 810,0$ ккал/кг.
Противодавление $p_2 = 31$ ата.

Турбина имеет сложное парораспределение с четырьмя регулирующими клапанами, гитаконными одинаковое число сопел. Регулирующая ступень — одноконечный диск, все ступени активного типа. Нерегулируемые ступени имеют одинаковые профили сопел и рабочих лопаток.

Расчет турбины произведен при номинальной нагрузке. Расчетный расход пара $G = 103,7$ кг/сек; располагаемый теплотерпад турбины H_0

Сводная таблица теплового

№	Название величины	Обозначение	Размерность	(регулирующее сопло)	
				сопел	лопатки
1	Расход пара	G	кг/сек	103,7	
2	Средний диаметр ступени . .	d	м	0,950	
3	Окружная скорость	u	м/сек	149	
4	Параметры пара {				
5	перед ступеню {	p_0	ата	85,5	
6		t_0	$^\circ\text{C}$	498	
6		i_0	ккал/кг	810,0	
7	Кинетическая энергия входа пара	Wh_0	ккал/кг	0	
8	Давление торможения перед соплами	p_0	ата	85,5	
9	Располагаемый теплотерпад	h_0	ккал/кг	14,0	
10	Отношение скоростей	$w/c_{ср}$		0,435	
11	Степень реакции	ρ	—	0,09	
12	Располагаемый теплотерпад в соплах и лопатках . .	$h_{сх}, h_{лп}$	ккал/кг	13,72	0,28
13	Скорость выхода из сопел и от обтекателя скорость выхода из лопаток	$c_{сх}, w_{сх}$	м/сек	339	190,5
14	Давление за соплами и лопатками	$p_{сх}, p_2$	ата	72,3	72,0
15	Удельный объем пара за соплами и лопатками	$v_{сх}, v_{лп}$	м ³ /кг	0,0451	0,0453
16	Коэффициенты расхода . . .	$\mu_{сх}, \mu_2$	—	0,97	0,93

ЧЕННОЙ ТУРБИНЫ ВР-25 (расчет сведен в таблицу)

* 75,2 ккал/кг к. п. л. $\eta_{сх} = 0,798$, $\eta_{лп} = 0,965$; внутренняя мощность турбины $N_i = 25\,650$ квт.

Потери давления от дросселирования в паровпускных органах $\Delta p = 4,5$ ат. Утечка пара через переднее лопаточное уплотнение $G_y = 0,4$ кг/сек.

Коэффициенты скорости и коэффициенты расхода взяты по данным § 1-2 к. п. л. ступеней и отдельные потери определены по формулам § 2-5 и 2-7. Во всех ступенях, кроме первой и второй, используется кинетическая энергия, соответствующая осевой составляющей выхода из скорости предыдущей ступени.

расчета турбины ВР-25

№ ступени									
2		3		4		5		6	
СОПЕЛ	ЛОПАТКИ	СОПЕЛ	ЛОПАТКИ	СОПЕЛ	ЛОПАТКИ	СОПЕЛ	ЛОПАТКИ	СОПЕЛ	ЛОПАТКИ
102,8		102,8		102,8		102,8		102,8	
0,930		0,934		0,938		0,943		0,949	
146		146,5		147,5		148,5		149	
72,0		61,6		52,6		44,6		37,6	
474		452		430		407		385	
799,43		789,63		780,02		770,24		760,22	
		0	0,40	0,41		0,42		0,44	
		72,0	61,9	52,9		44,9		37,8	
		11,8	11,6	11,8		11,9		12,7	
		0,465	0,462	0,461		0,462		0,450	
		0,02	0,02	0,02		0,02		0,01	
11,57	0,23	11,37	0,23	11,57	0,23	11,67	0,23	12,60	0,10
311,5	165	314	166,5	317	169,5	318	171,5	330,5	178,5
61,8	61,6	52,8	52,6	44,7	44,6	37,7	37,6	31,1	31,0
0,0513	0,0517	0,0585	0,588	0,0671	0,0675	0,0770	0,0774	0,0902	0,0906
0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93

№	Название величины	Обозначение	Размерность	I (регулирующее колесо)	
				сопла	лопатки
17	Выходные площади сопел и лопаток	F_1, F_2	см^2	142,4	265
18	Степень парциальности . . .	ϵ		0,782	
19	Выходные высоты сопел и лопаток	l_1, l_2	мм	28,0	31,9
20	Коэффициенты скорости . . .	φ, ψ	—	0,955	0,86
21	Выходные углы сопел и лопаток	α_1, β_2	град.	14	24
22	Входной угол лопатки и угол направления скорости с . .	β_1, α_2	град.	27	88,5
23	Отношения скорости входа на лопатки и абсолютная скорость выхода с лопаток	α_1, c_2	м/сек	164,5	66,5
24	Потери в соплах и лопатках	h_c, h_d	ккал/кг	1,21	1,10
25	Потери с выходной скоростью	$h_{вс}$	ккал/кг	0,53	
26	Кинетическая энергия выхода пара, используемая в следующей ступени	$\epsilon_{вс} h_{вс}$	ккал/кг	0	
27	Располагаемая энергия ступени	E_0	ккал/кг	14,0	
28	Коэффициент полезного действия на лопатках	$\eta_{0л}$	—	0,797	
29	Приведенная площадь уплотнения диафрагмы	$K_y \frac{F_y}{\sqrt{x}}$	см^2	—	
30	Потери на утечку	h_y	ккал/кг		
31	Потери на выколачивание, трение и вентиляцию . . .	$h_k + h_{тв}$	ккал/кг	0,11 ± 0,48	
32	Использованный теплоперепад	h_i	ккал/кг	10,57	
33	Внутренний к. п. д.	η_{oi}	—	0,755	
34	Внутренняя мощность	N_i	квт	4 640	

Продолжение

№ ступени									
2		3		4		5		6	
сопла	лопатки	сопла	лопатки	сопла	лопатки	сопла	лопатки	сопла	лопатки
174 5	347	197,5	389	224 5	441	257	500	289	561
1		1		1		1		1	
29,5	32 5	32 8	36,0	37,7	40,8	42,8	46,0	47,9	51,3
0,096	0 86	0 96	0 865	0 96	0 865	0,963	0,87	0,965	0,87
13	24	13	24	13	24	13	24	13	24
27	105,5	27	104,5	27	102,5	27	101	27	96,5
159	60	160,5	60,5	164	61	165,5	62	176,5	63 5
0,91	0 85	0 93	0 83	0,94	0,86	0,83	0,85	0,89	0,92
	0 40		0,44		0,44		0,46		0,48
	0,40		0,41		0,42		0,44		0
11,4		11,59		11,79		11,88		13,14	
0 843		0,848		0,846		0,857		0 826	
1,8		2,55		2,55		2 56		2,55	
0 10		0,13		0,11		0,10		0,09	
0,11		0,10		0,09		0,08		0,07	
9,40		9,60		9 77		10,00		10 69	
0,825		0,828		0,831		0,842		0,814	
4 050		4 140		4 210		4 310		4 680	

Приложение 4

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ АК-4 (расчет сведен в таблицу)

Номинальная мощность $N_n = 4000$ кат. Число оборотов турбины $n = 3000$ об/мин

Начальные параметры давление $p_0 = 35$ аиа, температура $t_0 = 435^\circ \text{C}$, теплосодержание $i_0 = 789,3$ ккал/кг.

Турбина имеет сопловое парораспределение с четырьмя регулирующими клапанами, питающими последовательно по 3, 3, 2 и 2 сопла

Регулирующая ступень — диск с двумя ступенными клапанами. Все ступени активного типа. 2-7-я ступени имеют парциальный подпад пара ($e = 0,34$), последующие ступени (с 8-й по 12-ю) выполнены с полным подводом пара

В турбине предусмотрены три регенеративных отбора после 3-й, 7-й и 9-й ступеней

Расчет турбины (см таблицу) произведен при расходе пара $G = 420$ кг/сек, что соответствует трем полностью открытым клапанам, расходгаемый теплоперепад $H_0 = 279,8$ ккал/кг, к. п. д. $\eta_{0\text{в}}$ 0,766, $\eta_{\text{мв}}$ 0,925, мощность $N_n = 3460$ кат

Потери от дроселирования в паропроводных органах $\Delta p = 2,0$ ат Давление за последней ступенно при расчетном режиме $p_k = 0,055$ аиа Утечка пара через переднее концевое уплотнение $G_{\text{у}}$ — 0,1 кг/сек. Величины регенеративных отборов при расчетном режиме: 1-го — 0,36 кг/сек, 2-го — 0,17 кг/сек и 3-го — 0,20 кг/сек

Расчетная степень парциальности регулирующей ступени $e = 0,115$ максимально возможная (с учетом снижения параметров свежего пара) $e_{\text{макс}} = 0,176$ Для уменьшения вентиляционных потерь предусмотрен кожух в регулирующей ступени $e_{\text{гож}} = 0,7$ во 2-7-й ступенях $e_{\text{кож}} = 0,5$

Обогащение регулирующей ступени имеет профили согласно фиг. 2-24

Коэффициенты скорости и коэффициенты расхода взяты по данным § 12 Расчет регулирующей ступени произведен по методике, изложенной в § 2-7. Расчет регулируемых ступеней произведен по формулам § 2-5. Во всех ступенях, кроме 1-й, 2-й и 8-й, используется кинетическая энергия, соответствующая осевой составляющей выходной скорости предыдущей ступени.

Сводная таблица теплового расчета турбины АК-4

№	Название величины	Обозначение	Размерность	№ ступени			
				I			
				(регулирующие клапаны)			
				сопла	диск	парциальный подпад	полный
1	Расход пара	G	кг/сек	—	—	—	4 50
2	Средний диаметр	d	м	—	—	—	1 2
3	Обружная скорость	n	м/сек	—	—	—	188 5
4	Параметры пара перед ступенно	p_0	атм	—	—	—	33 0
5		i_0	ккал/кг	—	—	—	424
6		Δh_0	ккал/кг	—	—	—	76 3
7		P_0	атм	—	—	—	0
8	Кинетическая энергия пара перед ступенно	E_k	ккал/кг	—	—	—	33,0
9	Распределенный теплоперепад на ступени	h_0	ккал/кг	—	—	—	80 0
10	Отношение скоростей	$\mu_{\text{ср}}$	—	—	—	—	0 230
11	Степень расширения	ρ	—	—	—	—	—
12	Распределенный теплоперепад в соплах и лопатках	$h_{0\text{с}}$ $h_{0\text{л}}$	ккал/кг	—	—	—	—
13	Скорость выхода из сопла и отрывания лопатки	$c_{\text{ср}}$ $w_{2\text{л}}$	м/сек	—	—	—	—
14	Коэффициент расхода	μ_1 μ_2	—	—	—	—	—
15	Давление за соплами и лопатками	$p_{\text{с}}$ $p_{\text{л}}$	атм	—	—	—	—
16	Средняя скорость пара за соплами и лопатками	$c_{\text{ср}}$	м/сек	—	—	—	—
17	Выходная площадь сопла и лопатки	$F_{\text{с}}$ $F_{\text{л}}$	см ²	—	—	—	—
18	Степень парциальности	e	—	—	—	—	0,115
19	Выходная площадь сопла и лопатки	$e_{\text{с}}$ $e_{\text{л}}$	гра.	10	—	—	—
20	Входной угол лопатки и угол выпрямления скорости	β_1 β_2	град	—	—	—	—
21	Выходной угол лопатки и угол выпрямления скорости	β_3 β_4	град	14,0	16,8	20 2	24,0
22	Угол отклонения в соплах	α_1 α_2	град	—	—	—	—
23	Коэффициенты скорости	φ_1 φ_2	—	—	—	—	—
24	Отношение скорости выхода из сопла и лопатки к абсолютной скорости выхода из сопла	μ_1 μ_2	м/сек	—	—	—	—
25	Потери в соплах и лопатках	$h_{\text{с}}$ $h_{\text{л}}$	ккал/кг	—	—	—	—
26	Потери в выходной скорости	$h_{\text{вс}}$	ккал/кг	—	—	—	—
27	Кинетическая энергия выхода пара, используемая в следующей ступени	$E_{\text{кв}}$ $E_{\text{кл}}$	ккал/кг	—	—	—	0
28	Распределенный теплоперепад на ступени	h_0	ккал/кг	—	—	—	80 0
29	Коэффициент выходного действия на лопатках	$\eta_{0\text{л}}$	—	—	—	—	0 685
30	Приведенная площадь уплотнения диафрагмы	$F_{\text{у}}$ $V_{\text{у}}$	см ²	—	—	—	—
31	Потери на утечку	$h_{\text{у}}$	ккал/кг	—	—	—	0
32	Потери от влажности	$h_{\text{ж}}$	ккал/кг	—	—	—	—
33	Потери на выколачивание, трение и выколачивание	$h_{\text{к}}$ $h_{\text{тв}}$	ккал/кг	—	—	—	1 32+6 35
34	Исходный тепловой перепад	Δh_0	ккал/кг	—	—	—	47 10
35	Внутренний к. п. д.	$\eta_{\text{в}}$	—	—	—	—	0 589
36	Внутренняя мощность	$N_{\text{в}}$	кат	—	—	—	630
37							
38							

№	Название величины	Обозначение	Размерность	№ ступень					
				2		3		4	
				слага	логариф	слага	логариф	слага	логариф
1	Расход пара	G	кг/сек	4,10		4,10		3,74	
2	средней диаметр	d	м	1,150		1,155		1,159	
3	Офривная скорость	w	м/сек	180,5		181		182	
4	Периметр пара	P_2	м	9,60		7,21		5,29	
5	Параметр пара	k_2	с/м	326		293		273	
6	Параметр пара	k_0	с/м	742,2		729,18		716,14	
7	Кинетическая энергия выхода пара	h_0	ккал/кг	0		0,63		0,64	
8	Давление термического пара	P_0	атм	9,80		7,23		5,35	
9	Располагаемая теплотермодинамическая ступень	h_0	ккал/кг	19,1		18,5		18,6	
10	Отношение скоростей	w_0/w	—	0,451		0,452		0,453	
11	Степень реакции	η	—	0,02		0,02		0,02	
12	Располагаемая теплотермодинамическая ступень в соплах и лопатках	h_{0c} , $h_{0л}$	ккал/кг	18,2	0,38	16,13	0,37	15,53	0,37
13	Скорость выхода на сопла и относительная скорость выхода из лопаток	c_1 , w_2	м/сек	300,5	211,5	316	212,5	330	214
14	Коэффициент расхода	μ_1 , μ_2	—	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93
15	Давление за соплами и лопатками	P_1 , P_2	атм	7,25	7,21	5,32	5,29	3,83	3,80
16	Степень сухости пара за соплами	x_1	—	—	—	—	—	—	—
17	Удельный объем пара за соплами и лопатками	v_1 , v_2	м ³ /кг	0,355	0,350	0,461	0,460	0,607	0,617
18	Выходные площади сопел и лопаток	F_1 , F_2	см ²	37,9	74,9	49,2	97,3	58,6	116,0
19	Степень парциальности	β	—	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344
20	Выходные углы сопел и лопаток	α_1 , β_2	град	14	24	14	24	14	24
21	Выходной угол сопел и лопаток	β_1 , α_2	град	27	162,6	27	162	27	101,5
22	Выходные высоты сопел и лопаток	h_1 , h_2	мм	14,0	16,4	18,0	21	21,6	26,0
23	Угол наклона в соплах	β_1	град	—	—	—	—	—	—
24	Коэффициент скорости	η_1 , η_2	—	0,949	0,845	0,95	0,85	0,959	0,858
25	Относительная скорость выхода на лопатки и абсолютная скорость выхода с лопаток	w_1 , c_2	м/сек	204	74,6	305	75	208,5	76
26	Коэффициент скорости	η_1 , η_2	—	2,60	1,32	1,83	1,50	1,67	1,47
27	Потери с выходной скоростью	h_{0c}	ккал/кг	0,66	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
28	Кинетическая энергия выхода пара, потребляемая в следующей ступени	h_{0c}	ккал/кг	0,63		0,64		0,65	
29	Располагаемая энергия ступени	E_0	ккал/кг	18,47		18,49		18,55	
30	Коэффициент полезного действия на соплах	η_{0c}	—	—	0,808	—	0,818	—	0,831
31	Приведенная площадь уплотнения диафрагмы	F_y	м ²	2,35		2,36		2,36	
32	Потери на утечку	h_y	ккал/кг	0,92		0,73		0,62	
33	Потери от влажности	h_x	ккал/кг	0		0		0	
34	Потери на выключение трения и вентильно	h_k , h_{tr}	ккал/кг	0,004	1,55	0,06	1,31	0,66	1,19
35	Использованный теплотермодинамический потенциал	h_i	ккал/кг	12,39		13,03		13,54	
36	Внутренний к. п. д.	η_{0i}	—	0,671		0,705		0,723	
37	Внутренняя мощность	N_{0i}	квт	213		224		212	

№	Название величины	Обозначение	Размерность	№ ступень											
				5		6		7		8		9		10	
				слага	логариф	слага	логариф	слага	логариф	слага	логариф	слага	логариф	слага	логариф
1	Расход пара	G	кг/сек	3,74		3,74		3,74		3,57		3,57		3,37	
2	средней диаметр	d	м	1,156		1,177		1,191		1,250		1,251		1,281	
3	Офривная скорость	w	м/сек	183,5		185		187,5		196,5		198		201	
4	Периметр пара	P_2	м	9,60		7,21		5,29		3,80		2,93		2,07	
5	Параметр пара	k_2	с/м	326		293		273		250		230		210	
6	Параметр пара	k_0	с/м	742,2		729,18		716,14		702,58		688,34		673,60	
7	Кинетическая энергия выхода пара	h_0	ккал/кг	0		0,63		0,64		0,66		0,78		1,01	
8	Давление термического пара	P_0	атм	9,80		7,23		5,35		3,84		2,73		1,85	
9	Располагаемая теплотермодинамическая ступень	h_0	ккал/кг	19,1		18,5		18,6		18,6		19,2		21,5	
10	Отношение скоростей	w_0/w	—	0,451		0,452		0,453		0,453		0,453		0,453	
11	Степень реакции	η	—	0,03		0,03		0,05		0,05		0,05		0,05	
12	Располагаемая теплотермодинамическая ступень в соплах и лопатках	h_{0c} , $h_{0л}$	ккал/кг	18,24	0,56	18,62	0,58	19,00	1,00	20,42	1,08	20,24	1,26	20,42	1,78
13	Скорость выхода на сопла и относительная скорость выхода из лопаток	c_1 , w_2	м/сек	306	219	407	227	466,5	233,5	414	231	420	240	424	253
14	Коэффициент расхода	μ_1 , μ_2	—	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93	0,97	0,93	1,0	0,95
15	Давление за соплами и лопатками	P_1 , P_2	атм	7,25	7,21	5,32	5,29	3,83	3,80	2,72	2,69	1,84	1,83	1,53	1,29
16	Степень сухости пара за соплами	x_1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	Удельный объем пара за соплами и лопатками	v_1 , v_2	м ³ /кг	0,355	0,350	0,461	0,460	0,607	0,617	0,806	0,820	1,114	1,138	1,54	1,57
18	Выходные площади сопел и лопаток	F_1 , F_2	см ²	37,9	74,9	49,2	97,3	58,6	116,0	78,0	150,5	103,5	201,0	145	289
19	Степень парциальности	β	—	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344	0,344
20	Выходные углы сопел и лопаток	α_1 , β_2	град	14	24	14	24	14	24	14	24	15	26	15	26
21	Выходной угол сопел и лопаток	β_1 , α_2	град	27	162,6	27	162	27	101,5	27	98,5	27	95,5	30	96,5
22	Выходные высоты сопел и лопаток	h_1 , h_2	мм	14,0	16,4	18,0	21	21,6	26,0	28,5	32,2	36,0	42,5	52,0	58,3
23	Угол наклона в соплах	β_1	град	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	Коэффициент скорости	η_1 , η_2	—	0,949	0,845	0,95	0,85	0,959	0,858	0,96	0,86	0,96	0,86	0,96	0,86
25	Относительная скорость выхода на лопатки и абсолютная скорость выхода с лопаток	w_1 , c_2	м/сек	204	74,6	305	75	208,5	76	208	77,5	216	78,5	215	82,5
26	Коэффициент скорости	η_1 , η_2	—	2,60	1,32	1,83	1,50	1,67	1,47	1,48	1,45	1,51	1,55	1,36	1,55
27	Потери с выходной скоростью	h_{0c}	ккал/кг	0,66	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,72		0,74		0,81	
28	Кинетическая энергия выхода пара, потребляемая в следующей ступени	h_{0c}	ккал/кг	0,63		0,64		0,65		0,70		0,73		0,78	
29	Располагаемая энергия ступени	E_0	ккал/кг	18,47		18,49		18,55		18,76		19,17		20,73	
30	Коэффициент полезного действия на соплах	η_{0c}	—	—	0,808	—	0,818	—	0,831	0,839		0,840		0,832	
31	Приведенная площадь уплотнения диафрагмы	F_y	м ²	2,35		2,36		2,36		2,36		2,36		2,36	
32	Потери на утечку	h_y	ккал/кг	0,92		0,73		0,62		0,47		0,36		0,27	
33	Потери от влажности	h_x	ккал/кг	0		0		0		0		0		0	
34	Потери на выключение трения и вентильно	h_k , h_{tr}	ккал/кг	0,004	1,55	0,06	1,31	0,66	1,19	0,06	1,05	0,06	1,07	0,31	0,20
35	Использованный теплотермодинамический потенциал	h_i	ккал/кг	12,39		13,03		13,54		15,47		16,69		17,33	
36	Внутренний к. п. д.	η_{0i}	—	0,671		0,705		0,723		0,756		0,787		0,819	
37	Внутренняя мощность	N_{0i}	квт	213		224		212		222		231		245	

Приложение 5

МАКСИМАЛЬНЫЕ ВнутРЕННИЕ МОЩНОСТИ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЛМЗ

1. Конденсационные турбины среднего давления

№ ступени	АК 25-1 (ПН 165)	АК 25-2 (ДК 84)	АК 25-3 (МД 105) ТН 105	АК 25-4	АК 50-1 (ПН 250)	АК 50-2	АК 100-1 (ДК 400)
	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт	Внутренняя мощность ступени, кВт
1	650*	500*	750*	1	800*	5200**	10750**
2	650*	500*	750*	2	800*	3400	7350
3	650*	500*	750*	3	800*	3750	7650
4	830	750*	800	4	800*	3850	7900
5	830	750*	800	5	800*	4000	7750
6	830	800	900	6	800	4450	7900
7	830	1000	900	7	800	4400	8400
8	830	1000	900	8	800	5000	8050
9	830	1050	900	9	800	5350	8500
10	830	1050	900	10	800	5600	8600
11	850	1050	900	11	800	н.д. 2700	н.д. 2980***
12	850	1050	900	12	800	н.д. 2300	н.д. 2350***
13	850	1100	900	13	800	2850	2750***
14	850	1100	900	14	800	1050	830
15	850	1100	900	15	800	1230	800
16	900	1100	900	16	800	1500	800
17	1050	1100	1100	17	800	2300	800
18	1150	1150	1250	18	800	2150	800
19	1400	1300	1650	19	800	2150	800
20	1750	1700	2000	20	800	2350	800
21	1650	1650	2150	21	800	2350	800
22	2100	2000	2200	22	800	2150	800
23	1100	2200	1250	23	600	1650	600
24	н.д. 800	2200	н.д. 500	24	600	1650	600
25	н.д. 800	2150	н.д. 800	25	1650	1750	1650
26	700	1600	600	26	1750	1850	1750
27	800	500	500	27	1850	1950	1850
28	600	600	600	28	1560	2000	1560
29	650	500	500	29	2400	2450	2450
30	1650	2500	2500	30	2500	2500	2500
31	2300	2300	2300	31	2300	2300	2300
32	1950	1950	1950	32	1950	1950	1950
33	1150	1150	1150	33	1150	1150	1150
34	1150	1150	1150	34	1150	1150	1150
35	1150	1150	1150	35	1150	1150	1150
36	1150	1150	1150	36	1150	1150	1150
37	1150	1150	1150	37	1150	1150	1150
38	1150	1150	1150	38	1150	1150	1150
39	1150	1150	1150	39	1150	1150	1150
40	1150	1150	1150	40	1150	1150	1150

* Ступени до обводного клапана. Указаны максимальные мощности ступени (до открытия обводного клапана).

** Регулирующие ступени. Указана максимальная мощность ступени.

*** Различный поток пара. Мощности указаны для одной ступени.

2. Турбины среднего давления с отбором пара

АТ-25-1 и АТ-25-2 (ДКО 185)			АП-25-1 (ДКО 165)			АП-25-2			АП-50-1 (ДКО 295)		
№ ступени	Внутренняя мощность ступени, кВт		№ ступени	Внутренняя мощность ступени, кВт		№ ступени	Внутренняя мощность ступени, кВт		№ ступени	Внутренняя мощность ступени, кВт	
	Режим			Режим			Режим			Режим	
	Мощность 25000 кВт топливный отбор 100 т/час	Мощность 25000 кВт без отбора пара		Мощность 25000 кВт топливный отбор 100 т/час	Мощность 25000 кВт без производства пара отбора		Мощность 25000 кВт топливный отбор 150 т/час	Мощность 25000 кВт без производства пара отбора		Мощность 25000 кВт топливный отбор 200 т/час	Мощность 25000 кВт без производства пара отбора
1	—	—	1	650	3350	1	—	—	1	5300	3500
2	—	—	2	1800	875	2	2800	400	2	6300	3100
3	—	—	3	2000	875	3	2400	300	3	5700	3050
4	—	600	4	2100	875	4	2300	300	4	6200	3300
5	—	800	5	2300	950	5	1900	390	5	5800	3200
6	—	900	6	2500	950	6	2250	1950	6	4700	4500
7	1150	800	7	2500	925	7	1300	2000	7	3100	3000
8	1200	850	8	3000	1600	8	1000	1600	8	3450	3500
9	1200	850	9	3250	1650	9	900	1650	9	3200	3500
10	1200	850	10	1100	2250	10	1600	1800	10	3400	3500
11	1250	850	11	1000	2050	11	1100	1900	11	3400 3400 3400	3500 3500 3500
12	1300	900	12	1100	2250	12	1200	2000			
13	1300	900	13	1100	2250	13	1450	2200	1	1600	3500
14	1300	950	14	1100	2150	14	1400	2200			
15	1350	950	15	1050	1650	15	2600	4500			
16	1350	950									
17	1450	1000									
18	1650	1050									
19	1700	1150									
20	2200	1200									
21	2550	1250									
22	750	1850									
23	850	2100									
24	650	2100									
25	800	1950									
26	780	1850									

3. Турбины высокого давления

№ ступени	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2	ВТ-25-4		ВТТ-25-4	
	Внутренняя мощность ступени, кет	Внутренняя мощность ступени, кет	Внутренняя мощность ступени, кет	внутренняя мощность ступени, кет		внутренняя мощность ступени, кет	
				Режим		Режим	
				Мощность 25 000 кет, отапливаемая отбор 100 м ² с ²	Мощность 25 000 кет без отапливаемого отбора	Мощность 25 000 кет, отапливаемая отбор 75 м ² с ² и отапливаемого отбора 64 м ² с ²	Мощность 25 000 кет, отапливаемая отбор 75 м ² с ² и отапливаемого отбора
1	—	1	—	1	—	1	—
2	850	2	2100	2	1350	2	1700
3	600	3	2100	3	1250	3	1700
4	350	4	2100	4	1250	4	1750
5	900	5	2100	5	1400	5	1750
6	900	6	2150	6	1450	6	1630
7	900	7	2100	7	1500	7	1630
8	800	8	2050	8	1450	8	1650
9	1000	9	2100	9	1650	9	1450
10	1050	10	1980	10	1430	10	1500
11	900	11	2100	11	1400	11	800
12	900	12	2350	12	1450	12	800
13	1050	13	2830	13	2800*	13	1003
14	1150	14	2700	14	1400	14	650
15	1100	15	2900	15	1550	15	050
16	1250	16	3400	16	1750	16	350
17	1500	17	4200	17	200	17	230
18	1650	18	4500	18	100	18	250
19	3050			19	100	19	100
				20	100		3850

* Разделенный поток пара. Мощность указана для одной ступени.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Х. Абнани, Тесрия авиационных газовых турбин, Оборонгиз, 1953.
2. С. Ф. Абрамзон, А. И. Курзон и А. А. Монсеев, Судовые паровые турбины, Изд. "Морской транспорт", 1949.
3. В. А. Баранов, М. Е. Дейч, Г. С. Самойлович и Б. М. Трояновский, Исследование структуры потока и потерь в сопловых решетках при больших скоростях, "Теплоэнергетика", 1964, № 6.
4. В. И. Бункин, Эксплуатация паротурбинных установок, Госэнергоиздат, 1950.
5. А. А. Вознесенский, Переход конденсационных турбин на теплофикационный режим, Издательство Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1950.
6. М. Е. Дейч, Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1953.
7. Г. С. Жирицкий, Авиационные газовые турбины, Оборонгиз, 1950.
8. Г. С. Жирицкий и др., Паровые турбины, вып. II ОНТИ, 1935.
9. Г. С. Жирицкий и др., Паровые турбины, вып. III ОНТИ, 1936.
10. В. В. Звягинцев, Реакция на рабочих лопатках паровой турбины в зависимости от u/c_0 и от отношения выходных площадей в рабочих и на направляющих каналах, "Советское котлотурбостроение", 1939, № 12.
11. В. В. Звягинцев, Приближенный способ определения перепадов давления на дисках паровых турбин, "Советское котлотурбостроение", 1938, № 7.
12. А. С. Зильберман, Приближенный метод поверочного теплового расчета проточной части паровой турбины, "Котлотурбостроение", 1951, № 1.
13. А. С. Зильберман, Новый метод расчета регулирующих колес паровых турбин, "Советское котлотурбостроение", 1939, № 4.
14. А. С. Зильберман, Обобщенные исправки на вакуум паровых турбин, "Советское котлотурбостроение", 1945, № 2.
15. А. С. Зильберман и Г. С. Смоляров, Влияние вакуума в конденсаторе на экономичность паровой турбины, "Теплоэнергетика", 1939, № 7.
16. И. И. Кириллов, Аварии паровых турбин, Труды ЦКТИ, 1939, вып. 12.
17. А. К. Кириш и Г. В. Гинсбург, Переход турбин на режим уходящего вакуума, Научные и экспериментальные работы ОРГРЭС, Госэнергоиздат, 1952, вып. III.
18. Е. А. Крафт, Совершенные паровые турбины, Госэнергоиздат, 1933.
19. А. В. Левина, Рабочие лопатки и диски паровых турбин, Госэнергоиздат, 1953.
20. А. Е. Левинсон, В. П. Лобанов, С. С. Бургина, Тепловые испытания турбины ВК-50-1 ДМЗ, "Известия ВТИ", 1950, № 5.
21. В. П. Лобанов, Метод определения тепловых характеристик турбин высокого давления, "Известия ВТИ", 1953, № 1.

22. К. Мауритц, Рабочий процесс турбины с противодавлением при переменном числе оборотов, Госэнергоиздат, 1933.
23. Машиностроение, Энциклопедический справочник, Машигиз, 1947, т. 1, книга 1, стр. 409.
24. Руководящие указания по установлению и поддержанию режима наименее выгодного вакуума в паротурбинных установках, Госэнергоиздат, 1949.
25. Монтаж и эксплуатация турбин высокого давления, Госэнергоиздат, 1950.
26. Особые режимы работы паровой турбины, Госэнергоиздат, 1951.
27. Я. М. Рубинштейн и В. П. Лобанов, Исследование процесса расширения пара в турбине высокого давления, Известия ВТИ*, 1951, № 7.
28. Г. С. Самойлович, Новая формула для расчета лабиринтовых уплотнений, Известия ВТИ*, 1950, № 8.
29. Г. С. Самойлович и Б. М. Трояновский, Паровые турбины. Сборник задач, Госэнергоиздат, 1952.
30. М. А. Случаев и М. Л. Бершадский, Известия ВТИ*, 1949, № 9.
31. Типовые энергетические характеристики турбоагрегатов, МЭС СССР, Госэнергоиздат, 1946.
32. Б. М. Трояновский, Расход пара через лабиринтовые уплотнения, Известия ВТИ*, 1950, № 1.
33. М. А. Трубилов, О влиянии температуры пара на осевое давление в турбине, Электрические станции, 1963, № 8.
34. Л. И. Тубинский, Обслуживание паровых турбин нормального давления ДМЗ имени И. В. Сталина, Госэнергоиздат, 1949.
35. Л. И. Тубинский и Л. Д. Френкель, Паровые турбины высокого давления ДМЗ имени И. В. Сталина, Госэнергоиздат, 1953.
36. Г. Флягель, Паровые турбины, ОНТИ НКТП СССР, 1939.
37. Д. А. Чупирев, Проктирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин, Машигиз, 1953.
38. П. Н. Шляхин, Определение параметров свежего пара конденсационных турбин, Известия ВТИ*, 1951, № 6.
39. П. Н. Шляхин, Определение давления отбора пара в регулируемом отборе, Известия ВТИ*, 1951, № 11.
40. Я. И. Шнез, Тепловые расчеты паровой турбины при переменном режиме работы, ОНТИ, 1936.
41. Я. И. Шнез, Теория газовых турбин, Машигиз, 1950.
42. А. В. Цегляев, Паровые турбины, Госэнергоиздат, 1947.
43. А. В. Цегляев, Некоторые вопросы эксплуатации паровых турбин, Госэнергоиздат, 1947.
44. М. И. Яновский, Конструирование и расчет паровых турбин, Издательство Академии наук СССР, 1947.
45. G. Flügel, VDI, 1951, Bd 93, № 22.
46. W. Haitmann, Versuche an einer Dampfturbinenstufe, Archiv für Warmewirtschaft und Dampfkesselwesen, № 4, 1941.
47. J. H. Keenan, Reaction Tests of Turbine Nozzles for Supersonic Velocities, Transactions ASME, October 1949.
48. H. Krait, Reaction Tests of Turbine Nozzles for Subsonic Velocities, Transactions ASME, October 1949.
49. A. Stodola, Dampf- und Gasturbinen, 1924, 6 Aufl.